Lehrbuch der Bergwerksmaschinen

(Kraft- und Arbeitsmaschinen)

Von

H. und C. Hoffmann

Zweite Auflage

Lehrbuch der Bergwerksmaschinen

(Kraft- und Arbeitsmaschinen)

Zweite, verbesserte und erweiterte Auflage

bearbeitet von

Dr. H. Hoffmann† und Dipl.-Ing. C. Hoffmann
Bergschule Bochum | Bergschule Bochum

Mit 547 Textabbildungen





Berlin
Verlag von Julius Springer
1931

Printed in Germany.



Vorwort zur ersten Auflage.

Im Bergbau hat das Maschinenwesen wegen seines Umfanges und seiner Vielseitigkeit erhöhte Bedeutung gewonnen. Unter Bergwerksmaschinen versteht man heute einen viel größeren Kreis von Maschinen als ehedem, nachdem zu den Fördermaschinen, Wasserhaltungen, Ventilatoren und Kompressoren, zu den Haspeln, Gesteinsbohrmaschinen und Seilbahnen im unterirdischen Betriebe Schrämmaschinen, Schüttelrutschen, Abbauhämmer, Drehbohrmaschinen sowie Lokomotiven mit elektrischem, Benzolmotor- und Druckluftantrieb getreten sind. In diesem Buche sind die Maschinen der Bergwerke in noch weiterem Rahmen behandelt, indem auch die Kraftanlagen der Bergwerke und die Verteilung der Kraft einbezogen sind. Das Buch führt durch dies weite Gebiet vom Standpunkt des Betriebes, indem an Hand zahlreicher Abbildungen Zweck und Wirkung, Wirtschaftlichkeit, Regelung, Überwachung und Prüfung der Maschinen behandelt werden. Wegen der außerordentlichen Vielseitigkeit des Bergwerksmaschinenbetriebes, die davon herrührt, daß Kolben- und Turbomaschinen sowie Dampf-, Druckluft- und elektrischer Antrieb nebeneinander bestehen, hatte der zu behandelnde Stoff sehr großen Umfang, was zu gedrängter Darstellung zwang.

Das Buch wird durch einen Abschnitt über Thermodynamik eingeleitet, in welchem auch die technisch so wichtigen Entropietafeln nebst ihrer Anwendung besprochen sind. Es folgen Abschnitte über Dampfkesselanlagen, Dampfmaschinen und Dampfturbinen, Kondensations- und Abdampfverwertungsanlagen. Weiter werden Schachtförderungen, Wasserhaltungen, Kolben- und Kreiselpumpen sowie Kolben- und Turbokompressoren dargestellt. Sehr ausführlich sind die im Schrifttum stiefmütterlich behandelten Druckluftantriebe besprochen, auf welchem Gebiet in den letzten Jahren viel Neues und Gutes geschaffen ist. Außer den Druckluftmotoren selbst gehören hierher Haspel, Schrämmaschinen, Schüttelrutschen, Bohr- und Abbauhämmer. Hochdruckkompressoren und Preßluftlokomotiven sind gemeinsam besprochen. In weiteren Abschnitten sind Kältemaschinen und Ventilatoren behandelt. Bei den Verbrennungsmaschinen sind sowohl die Großgasmaschinen wie die kleinen Verpuffungsmaschinen, insbesondere die Benzolgrubenlokomotiven, ferner Dieselmaschinen und andere Schwerölmaschinen dargestellt. In dem die elektrische Kraftübertragung im Bergbau behandelnden Abschnitte ist die Schaltung eines normalen Grubenkraftwerkes gezeigt, ferner sind Drehstrom- und Gleichstromförderantriebe, elektrische Grubenlokomotiven sowie der elektrische Antrieb der vor Ort arbeitenden Maschinen dargestellt. Den Schluß bildet ein größerer Abschnitt über Meßkunde, in welchem die im Betriebe so wichtigen Messungen von Wasser, Dampf, Gas und Druckluft, ferner die Prüfung der Rauchgase dargelegt werden und der mit früheren Abschnitten über das Indizieren der Maschinen und die Bemessung von Rohrleitungen für Wasser, Dampf und Luft im Zusammenhang steht.

Auf gute Abbildungen ist größter Wert gelegt. Es waren für das Buch, das dem Unterricht in der Maschinenlehre an der Bergschule Bochum zugrunde gelegt werden soll, von der Westfälischen Berggewerkschaftskasse die berggewerkschaftlichen Zeichenkräfte zur Verfügung gestellt worden. Für diese Unterstützung, durch die es ermöglicht wurde, das Buch mit einer Fülle von Diagrammen, schematischen Darstellungen und konstruktiven Zeichnungen auszustatten, zolle ich meinen größten Dank. Am Entwurf und der Ausführung der Zeichnungen waren in erster Linie die Herren Haibach und Schultz beteiligt, denen ich auch an dieser Stelle meinen herzlichsten Dank ausspreche.

Bochum, im Januar 1926.

Der Verfasser.

Vorwort zur zweiten Auflage.

Bei der Neubearbeitung des vorliegenden Lehrbuches wurden die zahlreichen technischen Fortschritte der letzten Jahre nach Möglichkeit berücksichtigt. Um den Umfang durch die erforderlichen Ergänzungen nicht zu sehr zu vergrößern, mußten mehrfach Streichungen vorgenommen werden, die sich aber nur auf veraltete Konstruktionen erstreckten. — In der Thermodynamik wurden den Tabellen und Tafeln für Wasserdampf die neuen Mollierschen, bis zum kritischen Punkt erweiterten Dampftabellen zugrunde gelegt. Die neue Luftentropietafel reicht für die höchsten, im Zechenbetriebe verwendeten Drücke aus. Die Zahlentafeln wurden durchweg erweitert. Die Abschnitte über Dampfkessel und Feuerungen wurden um Hochdruckkessel, moderne Rostfeuerungen, Kohlenstaubfeuerungen, Staubaufbereitung, neue Gasfeuerungen und Luftvorwärmer bereichert. Dampfturbinen älterer Konstruktionen wurden durch neue ersetzt; auch auf die Mehrgehäuseturbinen wurde kurz eingegangen. Der Abschnitt über Abdampfverwertung und Abdampfspeicher wurde geteilt, um auf die Wärmespeicher im allgemeinen näher eingehen zu können. Der neuaufgenommene Abschnitt über Schaltungen im Dampfkraftbetriebe soll an Hand von Beispielen die Anwendung der immer mehr in Gebrauch kommenden Schaltzeichen zeigen und verschiedene Schaltmöglichkeiten erläutern. Neue Verordnungen über die Reibungszahl zwangen zu verwickelteren Formeln der Seilrutschberechnung im Abschnitt Schachtförderanlagen, deren Anwendung jedoch durch eine Zahlentafel der Werte $e^{\mu\alpha}$ erleichtert wird. Die Berechnung der Fördermaschinenbremsen wurde gleichfalls den neuen Bestimmungen angepaßt und ein Beispiel an Hand eines Schemas durchgeführt. Im Abschnitt Turbokompressoren wurde das „Pumpen“ eingehender als bisher behandelt. Die Druckluftantriebe erfuhren bedeutende Erweiterungen. Neu aufgenommen wurden Motoren für Druckluftabbaulokomotiven. Die in den letzten Jahren führend gewordenen Zahnraddruckluftmotoren wurden in zwei Abschnitten über Gradzahnmotoren und Pfeilradmotoren ausführlich erläutert, wobei auf die verschiedenen Möglichkeiten der Umsteuerung, die die einzelnen Bauarten kennzeichnen, besonders Rücksicht genommen wurde. Bei den Schrämmaschinen, denen gleichfalls größere Beachtung geschenkt wurde, trat der Antrieb durch Pfeilradmotoren in den Vordergrund; es wurde nur noch ein Beispiel der heute nicht mehr gebauten Kolbenschrämmaschinen beibehalten, während die Pfeilradschrämmaschinen durch eine ganz moderne Bauart ergänzt wurden. Drucklufthämmer und Schüttelrutschenantriebe wurden gleichfalls durch neue Konstruktionen ergänzt. Der Abschnitt über Ventilatoren erfuhr eine Erweiterung durch Aufnahme von Luttenventilatoren mit Druckluftturbinenantrieb.

Die grundlegenden Abschnitte des Buches blieben wesentlich im alten Umfang und Aufbau bestehen, wurden jedoch gründlich überarbeitet und mehrfach durch kleinere Ergänzungen vervollständigt. Für die vielfachen Anregungen, die ich in dieser Hinsicht erhalten habe, fühle ich mich zu größtem Dank verpflichtet, auch den Firmen gegenüber, die in zuvorkommender Weise die Neubearbeitung durch Überlassung reichhaltigen Materials unterstützt haben.

Der Westfälischen Berggewerkschaftskasse möchte ich an dieser Stelle meinen Dank dafür aussprechen, daß sie wiederum ihre bewährten Zeichner zur Verfügung stellte, wodurch eine Bereicherung des Buches um zahlreiche neue Textabbildungen ermöglicht wurde. Für die Ausführung der Zeichnungen danke ich den Herren Haibach und Maschinensteiger Hingst herzlichst.

Der Verfasser Dr. H. Hoffmann hat die Vollendung der zweiten Auflage leider nicht mehr erleben dürfen. Als sein Mitarbeiter habe ich die Fertigstellung allein übernommen und hoffe, die Arbeit im Sinne meines verstorbenen Vaters durchgeführt zu haben.

Bochum, im November 1930.

Dipl.-Ing. C. Hoffmann.

Inhaltsverzeichnis.

Bezeichnungen. Maßbeziehungen. Abkürzungen.

l = Länge in m.
d, D = Durchmesser in cm bzw. m.
u, U = Umfang in cm bzw. m.
F = Querschnitt in m^2.
f = Querschnitt in cm^2.
O = Oberfläche in m^2.

V = Volumen in m^3 } bei Gasen und Dämpfen.
G = Gewicht in kg }
v = spezifisches Volumen von Gasen und Dämpfen in m^3/kg; $v = V:G$.
γ = spezifisches Gewicht oder Dichte. Bei festen Körpern und Flüssigkeiten wird γ in kg/l angegeben, bei Gasen in kg/m^3; $\gamma = \frac{1}{v} = \frac{G}{V}$; $\gamma \cdot v = 1$.
μ = Molekulargewicht. Ferner μ = Reibungszahl.

---

1 at = 1 kg/cm^2 = 10 m WS (Wassersäule)[1] = 736 mm QS (Quecksilbersäule)[2].
1 At = 1,033 kg/cm^2 = 10,33 m WS = 760 mm QS (phys. Atm.).
1 kg/m^2 = 1 mm WS.
$\frac{1}{100}$ at = 100 mm WS.
1 ata = 1 at abs.
1 atü = 1 at Überdruck.

---

p = absoluter Gas- oder Dampfdruck in kg/cm^2 oder at.
P = absoluter Gas- oder Dampfdruck in kg/m^2 oder in mm WS.

---

s = Sekunde.
min = Minute.
h = Stunde.

---

v oder c, bei Gasen und Dämpfen w = Geschwindigkeit in m/s.
b = Beschleunigung in m/s^2; g = Fallbeschleunigung = 9,81 m/s^2.
Q = Durchflußmenge in m^3/s.
n = minutliche Drehzahl.

---

1 kcal (WE)[3] = 427 mkg.
1 PS = 75 mkg/s = 0,175 kcal/s = 0,736 kW ≈ 3/4 kW.
1 kW = 102 mkg/s = 0,24 kcal/s = 1,36 PS ≈ 4/3 PS.
1 PSh = 270000 mkg = 270 mt = 632 kcal = 0,736 kWh.
1 kWh = 1,36 PSh = 368000 mkg = 860 kcal.

[1] Die Wassersäule ist bei 4° C zu messen oder auf 4° C umzurechnen.
[2] Die Quecksilbersäule ist bei 0° C zu messen oder auf 0° C umzurechnen; z. B. sind 760 mm QS von 0° = 762 mm QS von 15°.
[3] In der Neuauflage wurde die Wärmeeinheit durchweg mit kcal (Kilokalorie) bezeichnet; nur in einigen Diagrammen mußte aus technischen Rücksichten die frühere Bezeichnung WE beibehalten werden.

N_i, N_e = indizierte bzw. effektive Maschinenleistung in PS oder in kW.
P = Kraft in kg.

---

t = Temperatur in ° C.
T = absolute Temperatur = $t + 273°$ C.
Q = Wärmemenge in kcal.
A = Wärmewert der Arbeit = $\frac{1}{427}$ kcal/mkg.
L = Abgegebene oder aufgenommene Arbeit von Gas in mkg.
H = Heizwert in kcal/kg oder, bei Gasen, in kcal/m³.
i = Wärmeinhalt für unveränderlichen Druck von 1 kg Wasser, Dampf oder Gas.
s = Entropiewert von 1 kg Wasser, Dampf oder Gas.
c_v, c_p = spezifische Wärme von Gasen und überhitzten Dämpfen bei ungeändertem Volumen bzw. ungeändertem Druck in kcal/kg.

V = Volt
kV = Kilovolt
A = Ampere
W = Watt
kW = Kilowatt
kVA = Kilovoltampere
kWh = Kilowattstunde

„Sammelwerk" = Entwicklung des niederrheinisch-westfälischen Steinkohlenbergbaues in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts. Berlin: Julius Springer 1902.
Glückauf = Berg- und Hüttenmännische Zeitschrift Glückauf, Essen.
Z.V. d. I. = Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin.
„Hütte" I, II, III = Des Ingenieurs Taschenbuch „Hütte", I., II. oder III. Band. 25. Auflage. Berlin: Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn.
Heise-Herbst = Lehrbuch der Bergbaukunde von Heise-Herbst. Berlin: Julius Springer.

AEG = Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft, Berlin.
Balcke = Maschinenbau-A. G. Balcke, Bochum.
BBC = Brown, Boveri & Cie., A. G., Mannheim.
Demag = Deutsche Maschinenfabrik A. G., Duisburg.
Flottmann = Maschinenbau-A. G. Flottmann, Herne.
FMA = Frankfurter Maschinenbau-A. G. vorm. Pokorny & Wittekind, Frankfurt a. M.
Hanomag = Hannoversche Maschinenbau-A. G. vorm. Egestorff, Hannover.
MAN = Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A. G.
SSW = Siemens-Schuckertwerke.
Thyssen = Thyssen & Co. A. G., Abt. Maschinenfabrik, Mülheim-Ruhr.

I. Thermodynamik.

1. Flüssigkeiten. Dämpfe. Gase. Jede Flüssigkeit, z. B. Wasser, kann in den dampfförmigen und in den gasförmigen Zustand übergeführt werden. Im Dampfkessel hat man unten siedendes Wasser, oben Wasserdampf. Der Dampf im Kessel ist „gesättigt", d. h. er vermag kein Wasser mehr in Dampfform aufzunehmen. In der Regel ist der im Kessel entwickelte Dampf nicht trocken, sondern feucht, d. h. ihm ist Wasser als Nebel oder tropfenförmig beigemischt. Beim gesättigten Wasserdampf, gleich, ob er feucht oder trocken ist, gehört zu jeder Temperatur ein bestimmter Druck, beim trockenen Sattdampf außerdem eine bestimmte Dichte. Trockener Sattdampf ist also in seinem Zustande vollkommen festgelegt, wenn entweder seine Temperatur oder sein Druck oder seine Dichte gegeben ist. Läßt man gesättigten Dampf durch die befeuerten Schlangen eines Überhitzers strömen, so wird er über die ursprüngliche Temperatur hinaus überhitzt. Beim überhitzten Dampf hat die Zusammengehörigkeit von Druck und Temperatur aufgehört. Der überhitzte Dampf folgt anderen Gesetzen wie der gesättigte Dampf und nähert sich in seinem Verhalten um so mehr den Gasen, je höher er überhitzt ist. Der in heißen Feuergasen enthaltene, aus dem Brennstoff stammende Wasserdampf ist so hoch überhitzt (über 1000°), daß man ihn als Gas betrachten kann. Was vorstehend grundsätzlich über Wasserdampf gesagt ist, gilt für alle Dämpfe.

Ähnlich wie Wasser verwenden wir in der Technik auch Kohlensäure und schweflige Säure in flüssigem, dampf- und gasförmigem Zustande. Die eigentlichen Gase aber wie Sauerstoff, Wasserstoff, Stickstoff, Kohlenoxyd, Methan usw. nebst den Gasmischungen wie Luft, Gichtgas, Koksofengas usw. treten in der Regel nur in gasförmigem Zustande auf. Sie sind nur durch besondere Vorkehrungen zu verflüssigen. Technisch sind flüssiger Sauerstoff und flüssige Luft von Bedeutung.

2. Der Zustand der Gase und Dämpfe. Der Zustand der Gase und Dämpfe ist durch ihren Druck, ihre Temperatur und ihr spezifisches Volumen (oder spezifisches Gewicht) gekennzeichnet. Bei Gasen und überhitzten Dämpfen können zwei dieser Zustandsgrößen beliebig zugeordnet werden; damit ist die dritte festgelegt. Bei trocken gesättigten Dämpfen besteht keine Freiheit; sondern durch den Dampfdruck z. B. ist auch die Temperatur und das spezifische Volumen festgelegt. Der rechnerische Zusammenhang ist bei den Gasen auf Grund der einfachen Gasgesetze bequem zu verfolgen. Bei den Dämpfen sind die Beziehungen verwickelt; es gibt aber für die wichtigsten Dämpfe, insbesondere für den Wasserdampf, Tafeln, denen man die zusammengehörigen Größen entnimmt.

Als Druck ist bei der Anwendung der Gasgesetze und Dampftafeln immer der absolute Druck (nie der Überdruck) einzusetzen. Der Druck wird entweder in kg/cm² (at) gemessen und mit p bezeichnet, oder er wird in kg/m² (mm WS) gemessen und mit P bezeichnet[1]. Handelt es sich um Druckverhältnisse, ist es gleich, ob man die Werte von p oder von P vergleicht. In Beziehungen aber, die aus einer Zustandsänderung des Gases die vom Gase verrichtete oder aufgenommene Arbeit herleiten, wird der Druck in kg/m² oder mm WS eingesetzt. Die Temperatur wird entweder nach der Celsius-Skala oder nach der absoluten Skala gemessen, deren Nullpunkt bei — 273° C liegt. Die Celsius-Temperatur wird mit t bezeichnet, die absolute Temperatur mit T ($T = t + 273$). Das spezifische

[1] Es ist nicht allgemein üblich, streng zwischen p und P zu unterscheiden. Aber in der „Hütte" z. B., ebenso in diesem Buche ist die Unterscheidung durchgeführt.

Volumen wird in m³/kg gemessen und mit v bezeichnet. Das spezifische Gewicht wird in kg/m³ angegeben und mit γ bezeichnet. $\gamma = \frac{1}{v}$ oder $\gamma \cdot v = 1$. Unter V versteht man das Volumen der betrachteten Gasmenge in m³, unter G ihr Gewicht in kg. $G : V = \gamma$.

Nur die spezifischen Werte des Volumens oder des Gewichtes, also nur v oder γ, kennzeichnen den Zustand des Gases. Handelt es sich um das Verhältnis zweier Volumen oder zweier Gewichte, so kann man statt der spezifischen Werte v oder γ selbstverständlich auch die Werte von V bzw. G vergleichen.

3. Kritischer Zustand der Dämpfe. In seinem „kritischen" Zustande, d. h. bei seiner „kritischen" Temperatur und seinem zugehörigen „kritischen" Drucke ist Dampf sowohl Flüssigkeit als gesättigter Dampf. Denn die Flüssigkeit dehnt sich um so mehr aus, je höher man sie erhitzt; der zugehörige gesättigte Dampf wird aber um so dichter, je heißer er wird, bis schließlich siedende Flüssigkeit und zugehöriger gesättigter Dampf ineinander übergehen. In Abb. 1 veranschaulicht die obere Kurve für Wasser, die untere für Kohlensäure, wie sich das spezifische Volumen der siedenden Flüssigkeit und dasjenige des gesättigten Dampfes ändern, wenn der Dampfdruck durch Erhitzung der Flüssigkeit bis zum kritischen Werte erhöht wird. Der linke Zweig der Kurven gilt für die Flüssigkeit, der rechte für den gesättigten Dampf. Im Scheitel der Kurve, der den kritischen Zustand bedeutet, treffen beide Zweige der Kurve zusammen. Wasser hat seinen kritischen Zustand bei 374° und 224 at, wobei sowohl das flüssige Wasser wie der Wasserdampf ein Volumen von 3,1 l/kg haben; Kohlensäure hat ihren kritischen Zustand bei 31° und 75 at. In der untenstehenden Zahlentafel 1 sind für eine Reihe technisch wichtiger Stoffe die Werte für die kritische Temperatur t_k, den kritischen Druck p_k und das kritische Volumen v_k zusammengestellt.

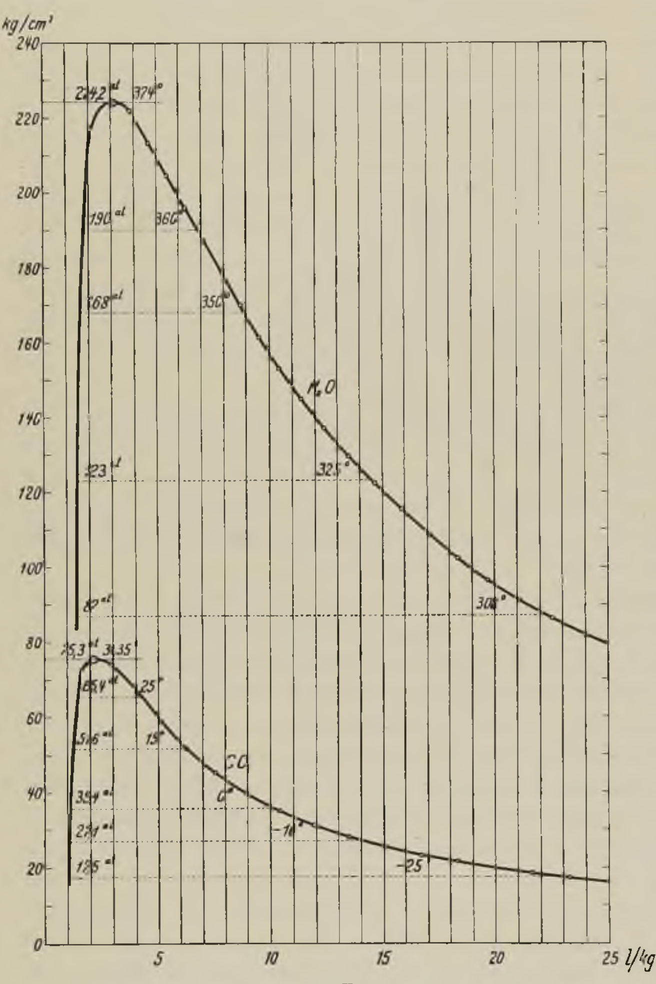


Abb. 1. Grenzlinien für Flüssigkeit und Dampf.

Zahlentafel 1. Die kritischen Werte von Temperatur, Druck und Volumen.

	t_k °C	p_k at	v_k l/kg
Wasser H_2O	374	224	3,1
Kohlensäure CO_2 . .	31	75	2,15
Ammoniak NH_3 . .	133	116	5,2
Schweflige Säure SO_2	156	80	1,94
Sauerstoff O_2 . . .	−119	52	2,32
Luft	−140	40,4	2,84

Abb. 1 lehrt auch, wie flüssiger, dampf- und gasförmiger Zustand ineinander übergehen. Der linke Zweig der Kurven heißt „untere Grenzkurve", der rechte Zweig „obere Grenzkurve". Die untere Grenzkurve gilt für siedende Flüssigkeit und scheidet noch nicht siedende Flüssigkeit von feuchtem Dampf. Die obere Grenzkurve gilt für gesättigten Dampf und scheidet feuchten Dampf von überhitztem Dampf. Kühlt man gesättigten Dampf, so wird er verflüssigt. Um überhitzten Dampf zu verflüssigen, ist er erst auf die

Temperatur des Sattdampfes herabzukühlen. Je höher der Druck, bei um so höherer Temperatur ist die Verflüssigung möglich. Oberhalb der kritischen Temperatur ist die Verflüssigung auch bei noch so hohem Drucke unmöglich.

Wasserdampf steht insofern einzig da, als er technisch immer weit unterhalb seines kritischen Zustandes verwendet wird, und auch bei sehr niedrigen Drücken mit mäßig kühlem Wasser verflüssigt werden kann. Kohlensäuredampf aber kann man, wie Abb. 1 lehrt, mit Kühlwasser von 15° nur verflüssigen, wenn er über 51,6 at Druck hat. Ammoniakdampf verlangt bei 15° Kühlwassertemperatur über 7,4 at Druck, damit die Verflüssigung möglich ist. Es wird also vielfach nötig sein, Kohlensäuredampf, Ammoniakdampf usw. erst zu verdichten, um diese Dämpfe mit dem verfügbaren Kühlmittel verflüssigen zu können. (Vgl. den Abschnitt: Kältemaschinen.)

4. Die Gesetze von Mariotte und Gay-Lussac. Diese Gesetze gelten für vollkommene Gase, für überhitzte Dämpfe nur in roher Annäherung. Sie beziehen sich auf Zustandsänderungen, bei denen eine der 3 Zustandsgrößen ungeändert bleibt. Der Anfangszustand ist mit dem Index 1, der geänderte Zustand mit dem Index 2 bezeichnet.

Das Gesetz von Mariotte lautet: Bei gleichbleibender Temperatur ändert sich das Volumen eines Gases umgekehrt wie der Druck und der Druck umgekehrt wie das Volumen.

$$\left.\begin{aligned} \frac{p_1}{p_2} &= \frac{v_2}{v_1} \\ \text{oder} \quad p_1 \cdot v_1 &= p_2 \cdot v_2 = \text{konst} \end{aligned}\right\} \text{dabei } t \text{ gleichbleibend.}$$

Dieses Gesetz gilt bis zu Drücken von 200 at genau; bei höheren Drücken ergeben sich Abweichungen.

Zeichnet man, wie sich der Druck nach dem Mariotteschen Gesetz in Abhängigkeit vom Volumen ändert, so erhält man eine gleichseitige Hyperbel. In Abb. 2 ist die Mariottesche Linie für eine Änderung vom Anfangszustande $V_1 = 2$, $p_1 = 5$ nach dem Endzustande $V_2 = 10$, $p_2 = 1$ gezeichnet; zugleich ist angedeutet, wie man die Mariottesche Linie ohne Rechnung zeichnen kann.

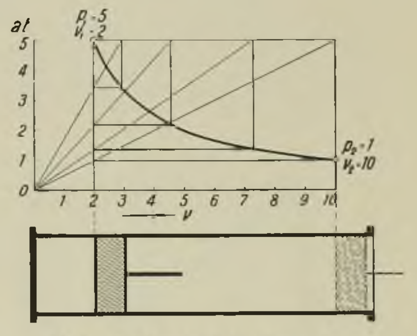


Abb. 2. Zustandsänderung nach Mariotte.

Eine Zustandsänderung nach Mariotte heißt auch isothermische Zustandsänderung, und die Mariottesche Linie heißt auch Isotherme. Isothermische Zustandsänderungen sind in der Technik selten, weil die Voraussetzung, daß nämlich die Temperatur gleich bleibt, selten erfüllt ist. Denn, wenn Gas komprimiert wird, so empfängt es die Kompressionsarbeit als Wärme und wird heißer, und wenn Gas expandiert, so leistet es die Expansionsarbeit aus seiner Wärme und wird kälter. Trotzdem ist das Mariottesche Gesetz von größter Bedeutung, und die Isotherme spielt als Vergleichslinie eine wichtige Rolle.

Bei den Dampfdiagrammen werden wir finden, daß die Expansionslinie gesättigten Dampfes ungefähr mit der Mariotteschen Linie übereinstimmt. Das hat aber mit dem Mariotteschen Gesetze nichts zu tun, das nur für Gase und nicht für gesättigten Dampf gilt, für dessen Anwendung auch die Voraussetzung fehlt, daß die Temperatur ungeändert bleibt.

Das Gesetz von Gay-Lussac lautet: Bei gleichbleibendem Drucke ändert sich das Volumen eines Gases ebenso wie seine absolute Temperatur. Bei gleichbleibendem Volumen ändert sich der Druck eines Gases ebenso wie seine absolute Temperatur.

$$\left.\begin{aligned} \frac{v_1}{v_2} &= \frac{T_1}{T_2} \\ \text{oder} \quad v_1 \cdot T_2 &= v_2 \cdot T_1 = \text{konst} \end{aligned}\right\} \text{dabei } p \text{ gleichbleibend,}$$

$$\left.\begin{aligned} \frac{p_1}{p_2} &= \frac{T_1}{T_2} \\ \text{oder} \quad p_1 \cdot T_2 &= p_2 \cdot T_1 = \text{konst} \end{aligned}\right\} \text{dabei } v \text{ gleichbleibend.}$$

Das Gay-Lussacsche Gesetz beruht auf der Tatsache, daß sich alle Gase bei Erwärmung um 1° C um $\frac{1}{273}$ des Volumens ausdehnen, das sie bei 0° C haben. Ist das Volumen bei 0° C = V_0, so wird, wenn das Gas auf t^0 erhitzt wird, das Volumen

$$V_t = V_0 + V_0 \cdot \frac{t}{273} = V_0\left(1 + \frac{t}{273}\right) = V_0 \frac{T}{273}.$$

Wird das Volumen V_1 von der Temperatur $t_1 (T_1)$ auf die Temperatur $t_2 (T_2)$ erwärmt, so wächst es auf

$$V_2 = V_1 \frac{T_2}{T_1}.$$

Kühlt man Gas auf − 273° ab, so wird sein Volumen nach dem Gay-Lussacschen Gesetze = Null. Das ist nicht möglich. Bei − 273° gilt das Gay-Lussacsche Gesetz nicht mehr.

Anwendungsbeispiel für das Gay-Lussacsche Gesetz. Soll Gas von 0° C auf das 2-, 3-, 4-, 5fache Volumen bei gleichbleibendem Druck ausgedehnt werden, so muß es von 0° auf 273, 546, 819, 1092, 1365° C erhitzt werden. Bei gleichbleibendem Volumen würden die Drücke bei diesen Temperaturen das 2-, 3-, 4-, 5fache betragen.

Indem man das Mariottesche und das Gay-Lussacsche Gesetz vereint, erhält man für ein Gas, das aus dem Zustande p_1, v_1, T_1 in den Zustand p_2, v_2, T_2 übergeführt wird, die Beziehung:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1} \cdot \frac{T_1}{T_2};$$

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2} = \text{konst}.$$

Diese Beziehung enthält in sich sowohl das Mariottesche Gesetz (nämlich, wenn man $T_1 = T_2$ setzt) als das Gay-Lussacsche Gesetz (nämlich, wenn man $v_1 = v_2$ oder $p_1 = p_2$ setzt). Kennt man vom zweiten Zustande zwei Größen, so ist die dritte Größe aus dieser Beziehung berechenbar. Zum selben Ergebnis kommt man, wenn man die Gesetze von Mariotte und Gay-Lussac nacheinander anwendet.

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{v_1}{v_2} \cdot \frac{T_2}{T_1},$$

$$v_2 = v_1 \cdot \frac{p_1}{p_2} \cdot \frac{T_2}{T_1},$$

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1}.$$

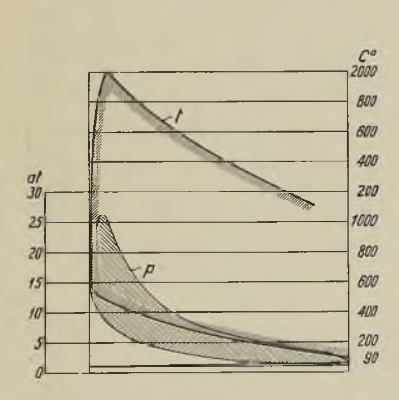


Abb. 3. Temperaturverlauf in einem Gasmaschinenzylinder.

Beispiele.

In einem Zylinder werde das Luftvolumen 8 von 1 at und 10° auf 5 at verdichtet, wobei die Temperatur auf 180° steigt. Das Endvolumen der Luft wird dann $= 8 \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{453}{283} = 2{,}55$. — Aus einem Kessel, der Gas von 1,5 at, 80° und 0,5 m³/kg spezifischem Volumen enthält, ströme Gas in einen Raum, in dem 1 at Druck herrscht. Dabei kühle sich das Gas auf 70° ab. Dann wird das spezifische Volumen

$$= 0{,}5 \cdot \frac{1{,}5}{1} \cdot \frac{343}{353} = 0{,}73 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

— Bei einer Gasmaschine kann man aus dem Druckverlauf den Temperaturverlauf herleiten, wenn man für einen Punkt des Druckdiagramms die Temperatur kennt. Abb. 3 veranschaulicht ein Beispiel, bei dem die Temperatur zu Beginn der Verdichtung = 90° gesetzt ist[1].

5. Die allgemeine Zustandsgleichung der Gase. Die Gesetze von Mariotte und Gay-Lussac gelten unabhängig davon, welcher Art das Gas ist, setzen aber voraus, daß man einen Zustand des Gases kennt. Das ist bei der allgemeinen Zustandsgleichung, die im

[1] Aus Schüle: Technische Thermodynamik. Berlin: Julius Springer.

Grunde mit dem vereinigten Mariotte-Gay-Lussacschen Gesetz übereinstimmt, nicht nötig, dafür muß man die in ihr auftretende Konstante R kennen, die sogenannte Gaskonstante, die für jedes Gas oder jede Gasmischung einen bestimmten Wert hat.

Die allgemeine Zustandsgleichung lautet:

$$\frac{P \cdot v}{T} = R \quad \text{oder} \quad P v = R \cdot T\,^*.$$

Handelt es sich nicht um das spezifische Volumen v in m³/kg, sondern um das Volumen V in m³ vom Gewichte G kg, so heißt die Gleichung:

$$P \cdot V = R \cdot G \cdot T.$$

In der später (Ziffer 7) folgenden Zahlentafel 2 sind die Werte der Gaskonstanten für die technisch wichtigsten Gase zusammengestellt. Wie sich aus der Zustandsgleichung ergibt, ist R proportional dem spezifischen Volumen v des Gases, d. h. umgekehrt proportional dem spezifischen Gewicht γ oder dem Molekulargewichte μ.

$$v = \frac{R \cdot T}{P};$$

$$\gamma = \frac{P}{R \cdot T}.$$

Je leichter das Gas, um so größer R. Es gilt:

$$R = \frac{37{,}85}{\gamma} \quad (\gamma \text{ für } 0^0 \text{ und } 760 \text{ mm QS gerechnet})$$

oder

$$R = \frac{848}{\mu} \quad (\text{Gesetz von Avogadro}).$$

Für feuchte Luft ist R größer als für trockene Luft. Nach der allgemeinen Zustandsgleichung wird die Gaskonstante eines Dampf-Luftgemisches:

$$R_f = \frac{P_0 \cdot V}{G_0 \cdot T}.$$

Durch die Teildrücke und die Gaskonstanten von Luft und Dampf und die relative Feuchtigkeit x ausgedrückt, wird

$$R_f = \frac{R}{1 - x\frac{P_d}{P_0}\left(1 - \frac{R}{R_d}\right)}.$$

Mit den bekannten Werten $R = 29{,}27$ und $R_d = 47$ wird

$$R_f = \frac{29{,}27}{1 - 0{,}377\, x \frac{P_d}{P_0}}.$$

Beispiele.

Welches spezifische Volumen und welches spezifische Gewicht hat trockene Luft ($R = 29{,}27$) bei 730 mm QS Druck und 30° C? Da 730 mm QS = 730 · 13,6 = 9928 mm WS, ferner 30° C = 303° abs. sind, so ist $v = \frac{29{,}27 \cdot 303}{9928} = 0{,}89$ m³/kg und γ ist $= \frac{1}{0{,}89} = 1{,}12$ kg/m³. — Wie groß ist das spezifische Volumen einer Gasmischung, die bei 0° und 760 mm QS 0,8 kg/m³ wiegt, wenn sie bei 736 mm QS Barometerstand unter 200 mm WS Überdruck steht und ihre Temperatur 80° C ist? Die Gaskonstante R rechnet sich = 37,85 : 0,8 = 47,3. Da 736 mm QS = 10000 mm WS, so ist $P = 10000 + 200 = 10200$ mm WS. $T = 353^0$. Mithin $v = \frac{47{,}3 \cdot 353}{10200} = 1{,}63$ m³/kg.

6. Wärme und Arbeit. Wärme und Arbeit sind verschiedene Formen der Energie, die man eine in die andere umwandeln kann. Bei dieser Umwandlung erhält man für 1 kcal 427 mkg oder 1 mkg ist $\frac{1}{427}$ kcal gleichwertig. Die Umwandlungszahl $\frac{1}{427}$ wird mit A

* Der Druck P ist, wie noch einmal betont sei, in kg/m² oder mm WS zu messen.

bezeichnet. Als Wärmeeinheit kcal (Kilokalorie) gilt diejenige Wärmemenge, durch welche 1 kg Wasser bei atmosphärischem Druck von 14,5° auf 15,5° erwärmt wird.

$$A = \frac{1}{427}\,\text{kcal/mkg (Wärmewert der Arbeit)},$$

$$\frac{1}{A} = 427\,\text{mkg/kcal (Arbeitswert der Wärme)}.$$

Mechanische Arbeit kann man restlos in Wärme verwandeln. Umgekehrt gilt das aber nicht. Wärme läßt sich nur zu einem Bruchteil in Arbeit umsetzen. Vollkommene Umwandlung der Wärme in Arbeit wäre nur möglich, wenn dabei die Wärme bis auf — 273° C, d. h. bis auf die absolute Nulltemperatur herab ausgenützt würde, was technisch nicht durchführbar ist. Ist bei der Umwandlung T_1 die absolute Anfangstemperatur, T_2 die absolute Endtemperatur, so ist, wie in Ziffer 12 nachgewiesen werden wird, dabei der überhaupt günstigste, technisch nicht erreichbare Wirkungsgrad $= \frac{T_1 - T_2}{T_1}$.

7. Die spezifische Wärme der Gase. Unter spezifischer Wärme eines Gases versteht man die Wärme, die erforderlich ist, 1 kg Gas um 1° zu erwärmen. Die spezifische Wärme der Gase ist nicht unveränderlich, sondern nimmt mit der Temperatur zu. Man unterscheidet zwei Werte: die spezifische Wärme bei konstantem Volumen (c_v) und die spezifische Wärme bei konstantem Druck (c_p). Bleibt das Gasvolumen bei der Erhitzung ungeändert, so steigt zwar der Gasdruck entsprechend der absoluten Temperatur, aber das Gas verrichtet keine Arbeit und die aufgewandte Wärme geht völlig ins Gas über. Wird aber das Gas unter gleichbleibendem Druck erhitzt, so dehnt es sich bei der Erhitzung aus und verrichtet Arbeit, so daß der Wärmeaufwand für die Erhitzung des Gases entsprechend größer ist. c_p ist also immer größer als c_v, und der Unterschied $c_p - c_v$ ist die in kcal gemessene Arbeit, die 1 kg Gas verrichtet, das unter gleichbleibendem Druck um 1° erwärmt wird. Nach der allgemeinen Zustandsgleichung ist $P \cdot v$ die Arbeit in mkg, die 1 kg des betrachteten Gases verrichtet, wenn es vom absoluten Nullpunkt aus auf T^0 abs. unter gleichbleibendem Druck P erwärmt wird. Setzt man $T = 1$, so ist also R die Arbeit in mkg, die 1 kg des Gases bei Erwärmung um 1° verrichtet. Es gilt also auch $c_p - c_v = A \cdot R$.

Abb. 4.

Abb. 4 veranschaulicht die Arbeit, die bei der Erhitzung eines Gases unter gleichbleibendem Druck verrichtet wird. Das Gas werde von $T_1 = 300°$ abs. auf $T_2 = 1500°$ abs. unter gleichbleibendem Drucke P erhitzt. Dabei steigt das Volumen im Verhältnis 1:5 und es wird die durch die schraffierte Fläche dargestellte Arbeit verrichtet, die für 1 kg Gas $= P(v_2 - v_1)$ mkg ist. Für $p = 4$ at oder $P = 40000$ kg/m² verrichtet also 1 kg Gas die Arbeit 40000 (5 — 1) = 160000 mkg.

In der Zahlentafel 2 sind für die technisch wichtigsten Gase die Werte von c_p und c_v in kcal/kg angegeben. Da die spezifische Wärme mit der Temperatur zunimmt, sind zwei Werte angegeben, nämlich für 100° und für 1000°. Das angegebene Verhältnis $k = \frac{c_p}{c_v}$ gilt für etwa 100° und wird bei höheren Temperaturen etwas kleiner. Da die spezifische Wärme auch noch mit dem Druck zunimmt, hat die Zahlentafel 2 nur bis etwa 10 at Gültigkeit. Zahlentafel 3 enthält die spezifischen Wärmen c_p für Luft bei verschiedenen Drücken und Temperaturen. Bei den in der Zahlentafel aufgeführten 2atomigen Gasen ist das Produkt aus dem Molekulargewicht μ und der spezifischen Wärme dasselbe, nämlich $\mu \cdot c_p \approx 7$ und $\mu \cdot c_v \approx 5$. Auf die Raumeinheit bezogen, stimmen die angegebenen Gase also in der spezifischen Wärme überein; auf die Gewichtseinheit bezogen, hat Wasserstoff weitaus die größte spezifische Wärme.

Es ist üblich, die auf die Raumeinheit bezogenen Werte der spezifischen Wärme bei konstantem Druck bzw. konstantem Volumen mit C_p bzw. C_v zu bezeichnen. Alle 2atomigen Gase haben für 1 m³ von 15° und 1 at die gleiche spezifische Wärme, nämlich

$C_p = 0{,}286$ und $C_v = 0{,}204$. Diese Werte steigen mit der Temperatur im selben Verhältnis, wie es für die Werte c_p und c_v in der Zahlentafel 2 angegeben ist.

Beispiele.

Wieviel kWh sind erforderlich, um 1 m³ oder 1,2·6 = 7,2 kg Druckluft von 6 at und 12⁰ auf 160⁰ zu erhitzen? Es sind 0,24·7,2·(160 — 12) = 256 kcal oder 256/860 = 0,3 kWh erforderlich. — Wie hoch ist die Explosionstemperatur schlagender Wetter mit 6% Methangehalt? Unter den in der Grube normalen Verhältnissen von Druck und Temperatur hat Methan einen unteren Heizwert von etwa 8400 kcal/m³; 1 m³ Luftmethangemisch empfängt also bei der Verbrennung seines Methangehaltes 0,06·8400 = 504 kcal. Da die spezifische Wärme C_p der schlagenden Wetter bei der erwarteten mittleren Temperatur von 800⁰ etwa 0,31 kcal/m³ ist, so ist die bei der Explosion eintretende Temperatursteigerung = 504/0,31 = 1626⁰.

Zahlentafel 2.

Gas	Atomzahl	Molekulargewicht μ	Spez. Gewicht bei 0⁰ und 760 mm QS γ kg/m³	Gaskonstante R	Spezifische Wärme in WE/kg für 100⁰/1000⁰		$k = \frac{c_p}{c_v}$
					c_p	c_v	
Luft	(2)	(29)	1,293	29,27	0,241/0,277	0,172/0,208	1,4
Sauerstoff O_2	2	32	1,429	26,50	0,218/0,251	0,156/0,189	1,4
Stickstoff N_2	2	28	1,251	30,26	0,249/0,288	0,178/0,216	1,4
Wasserstoff H_2 . . .	2	2	0,090	420,6	3,40 /3,93	2,42 /2,94	1,4
Kohlenoxyd CO . . .	2	28	1,250	30,29	0,248/0,286	0,177/0,215	1,4
Kohlensäure CO_2. . .	3	44	1,977	19,27	0,213/0,297	0,156/0,252	1,3
Methan CH_4.	5	16	0,717	52,90	0,518	0,394	1,31

Zahlentafel 3. Werte der spezifischen Wärme c_p für Luft[1].

kg/cm²	0⁰	60⁰	120⁰	180⁰	240⁰
1	0,2394	0,2416	0,2438	0,2460	0,2482
25	0,2463	0,2485	0,2507	0,2529	0,2551
50	0,2534	0,2556	0,2578	0,2600	0,2622
100	0,2672	0,2694	0,2716	0,2738	0,2760
150	0,2797	0,2819	0,2841	0,2863	0,2885
200	0,2903	0,2925	0,2947	0,2969	0,2991
300	0,3002	0,3024	0,3046	0,3068	0,3090

8. Das PV-Diagramm (Arbeitsdiagramm). Damit Gas Arbeit verrichtet, muß es sich ausdehnen; damit Gas Arbeit aufnimmt, muß es auf kleineres Volumen zusammengedrückt werden. Verzeichnet man den Gasdruck P in Abhängigkeit vom Gasvolumen V, so erhält man das PV-Diagramm der Zustandsänderung. Abb. 5 zeigt ein Beispiel. Bei der elementaren Volumenzunahme dV wird die elementare Arbeit $dL = P\,dV$ verrichtet. Die gesamte Arbeit L bei der Volumenzunahme von V_1 auf V_2 wird durch die unter der P-Linie bis herab zur Nullachse liegende Fläche dargestellt. Verwandelt man diese Fläche in ein gleich langes Rechteck, so stellt dessen Höhe den mittleren Druck P_m dar, und es ist die verrichtete absolute Expansionsarbeit

$$L = P_m (V_2 - V_1)\ \text{mkg}\,.$$

kg/m²
60 000
50 000
40 000
30 000
20 000
10000
0
P
dL = PdV
dV
P_m
$V_1 = 1$
$V_2 = 5\,m^3$

Abb. 5. PV-Diagramm.

Wird das Gas umgekehrt von V_2 auf V_1 nach derselben P-Linie verdichtet, so hat die absolute Kompressionsarbeit denselben Wert.

Die absoluten Werte gelten, wenn der äußere Druck Null ist. Expandiert aber das Gas z. B. gegen den Druck der Atmosphäre, so ist die nutzbare Expansionsarbeit um die Gegendruckarbeit kleiner. Dafür ist die für die Kompression aufzuwendende Arbeit ebenfalls um die Gegendruckarbeit kleiner. In dem dargestellten Beispiele ist die absolute

[1] Nach Ostertag: Kolben- und Turbokompressoren, 3. Auflage. Berlin: Julius Springer.

Expansionsarbeit sowohl wie die absolute Kompressionsarbeit = 30000 (5 — 1) = 120000 mkg. Bei einem Gegendruck von 1 at ist sowohl die nutzbareExpansionsarbeit, wie die aufzuwendende Kompressionsarbeit = 80000 mkg.

Von der betrachteten Kompressionsarbeit ist die Arbeit des Kompressors zu unterscheiden, der die Luft nicht nur zu komprimieren, sondern auch in die Leitung fortzudrücken hat. Bei der Dampfmaschine oder beim Druckluftmotor wirkt nicht nur die Expansion des Dampfes oder der Druckluft, sondern es tritt die Volldruckarbeit hinzu, die das einströmende Treibmittel während der Füllung verrichtet. Vgl. Ziffer 10.

Das PV-Diagramm ist mit dem in Ziffer 64 besprochenen Indikatordiagramm verwandt, bei dem der Druckverlauf im Zylinder einer Kolbenmaschine über dem Kolbenwege aufgezeichnet ist. Das Indikatordiagramm dient dazu, die Arbeitsvorgänge im Zylinder zu verfolgen und den mittleren Druck zu bestimmen.

9. Isothermische, adiabatische, polytropische Expansion und Kompression von Gasen. Während in Ziffer 8 für die Expansion und die Kompression ein beliebiger Verlauf angenommen war, sollen hier Zustandsänderungen besonderer Art betrachtet werden, die bestimmten Gesetzen folgen.

Unter isothermischer Zustandsänderung versteht man eine Zustandsänderung, bei der die Temperatur gleich bleibt. In unseren Maschinen haben wir zwar im allgemeinen keine isothermischen Zustandsänderungen, aber die isothermische Zustandsänderung ist wichtig als Grundlage für Vergleiche und zur Beurteilung der Vorgänge in der Maschine. Bei isothermischer Expansion muß dem Gase, da es seine Temperatur behält, ebensoviel Wärme zugeführt werden, wie der geleisteten absoluten Expansionsarbeit entspricht. Umgekehrt muß, um isothermische Kompression zu ermöglichen, ebensoviel Wärme durch Kühlung entzogen werden, wie der aufgewandten absoluten Kompressionsarbeit entspricht. Für die isothermische Zustandsänderung von Gasen gilt (vgl. Ziffer 4) das Mariottesche Gesetz: $p_1 v_1 = p_2 v_2$. Die Linie der isothermischen Expansion und Kompression ist also eine gleichseitige Hyperbel.

Bei isothermischer Expansion vom Anfangsdruck p_1 at auf den Enddruck p_2 at verrichtet 1 Kubikmeter Gas die absolute Expansionsarbeit.

$$L = 2{,}303 \cdot 10000 \cdot p_1 \lg \frac{p_1}{p_2} \text{ mkg}.$$

Um 1 Kubikmeter Gas vom Anfangsdruck p_1 at isothermisch auf den Enddruck p_2 at zu verdichten, beträgt die aufzuwendende absolute Kompressionsarbeit

$$L = 2{,}303 \cdot 10000 \cdot p_1 \lg \frac{p_2}{p_1} \text{ mkg}.$$

Bei adiabatischer Zustandsänderung wird dem Gase von außen Wärme weder zugeführt noch entzogen. Die adiabatische Zustandsänderung ist von größter Bedeutung. Denn wir haben in den Kraftmaschinen und Kompressoren angenähert adiabatische Zustandsänderungen, weil sich die Vorgänge so schnell vollziehen, daß nur in geringem Maße Wärme zugeführt oder entzogen werden kann. Adiabatisch expandierendes Gas wird kälter; denn es verliert so viel Wärme, wie der geleisteten absoluten Expansionsarbeit entspricht. Umgekehrt wird adiabatisch komprimiertes Gas heißer, denn es empfängt so viel Wärme, wie der aufgewandten absoluten Kompressionsarbeit entspricht. Das Mariottesche Gesetz, das gleichbleibende Temperatur voraussetzt, ist also nicht anwendbar; sondern sowohl die adiabatische Expansionslinie wie die adiabatische Kompressionslinie verlaufen steiler als die Mariottesche Linie.

Für die adiabatische Expansion oder Kompression gelten folgende Beziehungen, in denen $k = \frac{c_p}{c_v}$ ist (vgl. Ziffer 6) und für die zweiatomigen Gase den Wert 1,4 hat.

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k \text{ (Poissonsches Gesetz)}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} \text{ oder } \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}; \qquad T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} \text{ oder } T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Ferner ist bei adiabatischer Zustandsänderung

die absolute Expansionsarbeit:

$$L = c_v \cdot (t_1 - t_2) \text{ kcal/kg}$$
$$= 427 \cdot c_v \cdot (t_1 - t_2) \text{ mkg/kg}$$

oder

$$L = 10000 \frac{p_1}{k-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \text{mkg/m}^3,$$

die absolute Kompressionsarbeit:

$$L = c_v \cdot (t_2 - t_1) \text{ kcal/kg}$$
$$= 427 \cdot c_v \cdot (t_2 - t_1) \text{ mkg/kg}$$

oder

$$L = 10000 \frac{p_1}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] \text{mkg/m}^3.$$

Für $k = 1{,}4$ ist $k - 1 = 0{,}4$ und $\frac{k-1}{k} = 0{,}286$ und $\frac{k}{k-1} = 3{,}5$. Die absolute Expansions- oder Kompressionsarbeit ist nicht zu verwechseln mit der in Ziffer 10 betrachteten Motor- bzw. Kompressorarbeit. Bei isothermischer Zustandsänderung sind zwar diese beiden zu unterscheidenden Arbeiten gleichgroß, die adiabatische Motor- oder Kompressorarbeit ist aber $k = 1{,}4$ mal so groß wie die absolute Expansions- bzw. Kompressionsarbeit.

Aus der Zahlentafel 4 kann man für adiabatische Expansion bei gegebenem Druckabfall von p_1 auf p_2 die entsprechende Volumenänderung und Temperaturänderung entnehmen,

Zahlentafel 4[1].

$\frac{p_1}{p_2}$	$\frac{v_2}{v_1}$	$\frac{T_1}{T_2}$	$\frac{p_1}{p_2}$	$\frac{v_2}{v_1}$	$\frac{T_1}{T_2}$	$\frac{p_1}{p_2}$	$\frac{v_2}{v_1}$	$\frac{T_1}{T_2}$
1,2	1,139	1,053	5	3,156	1,583	16	7,246	2,208
1,5	1,336	1,123	6	3,598	1,668	20	8,498	2,354
2	1,641	1,219	8	4,415	1,811	24	9,680	2,479
3	2,193	1,369	10	5,188	1,931	30	11,35	2,643
4	2,692	1,487	12	5,900	2,034	40	13,94	2,869

wobei $k = 1{,}4$ gesetzt ist. Für adiabatische Kompression ist die Zahlentafel sinngemäß anwendbar. Wenn also Druckluft von 5 at Überdruck ($p_1 = 6$) und 20° C ($T_1 = 293$) adiabatisch auf 1 at Überdruck ($p_2 = 2$) expandiert, so wird, da $\frac{p_1}{p_2} = 3$ ist, das Endvolumen 2,193 mal so groß wie das Anfangsvolumen und die Endtemperatur 293/1,369 = 214° abs. = −59° C. Oder, wenn Luft von 736 mm QS ($p_1 = 1$) und 10° C ($T_1 = 283$) auf 3 at Überdruck ($p_2 = 4$) adiabatisch komprimiert wird, so wird das Endvolumen bei der vierfachen Drucksteigerung = 1 : 2,692 = 0,373 mal so groß wie das Anfangsvolumen, und die Endtemperatur wird 283 · 1,487 = 421° abs. = 148° C.

Wie bei adiabatischer Zustandsänderung Druck und Temperatur zusammenhängen, kann man auch bequem der *is*-Tafel für Luft Abb. 20 entnehmen.

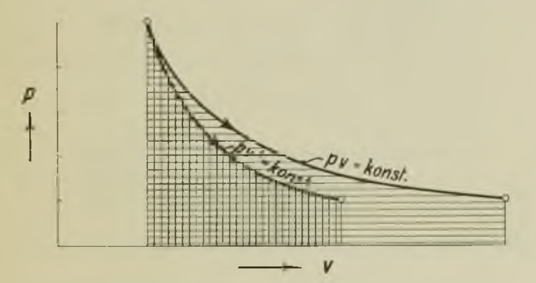


Abb. 6. Vergleich zwischen isothermischer und adiabatischer Expansion.

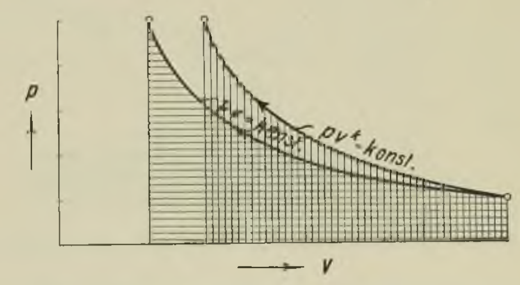


Abb. 7. Vergleich zwischen isothermischer und adiabatischer Kompression.

Abb. 6 vergleicht die isothermische und adiabatische Expansion, Abb. 7 die isothermische und adiabatische Kompression. Die schraffierten Flächen unter den Expan-

[1] Eine ausführliche Tabelle, die außer den Werten für adiabatische Expansion noch Werte für polytropische Expansion mit verschiedenen Exponenten aufweist, ist in der Hütte I, S. 475 enthalten.

sions- bzw. Kompressionslinien bis herab zur Nullinie stellen die absoluten Expansions- bzw. Kompressionsarbeiten dar.

Technisch hat man selten genau isothermische oder genau adiabatische Zustandsänderungen. Man kann aber die tatsächlich auftretenden vielgestaltigen Zustandsänderungen mit genügender Genauigkeit durch eine Gleichung $p \cdot v^n =$ konst darstellen. Eine solche Zustandsänderung heißt polytropische Zustandsänderung und stellt den allgemeinen Fall dar. Die oben für adiabatische Zustandsänderungen angegebenen Beziehungen gelten auch für polytropische, indem man statt k den Exponenten n der Polytrope einsetzt. Wird der Exponent $n = 1$, so haben wir isothermische, wird $n = 1{,}4$, so haben wir adiabatische Zustandsänderung.

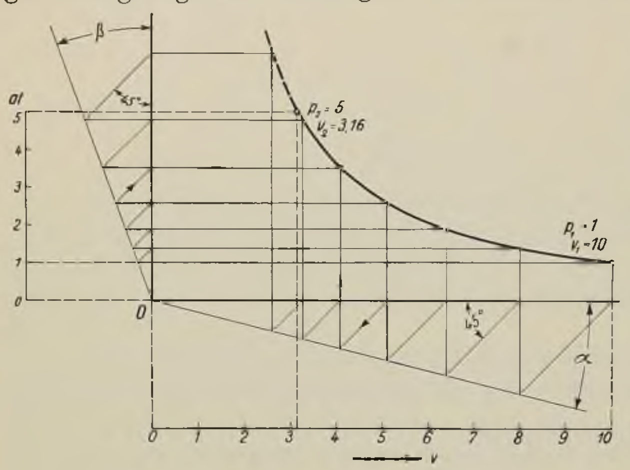


Abb. 8. Polytropenkonstruktion ($n = 1{,}2$).

Abb. 8 zeigt die graphische Konstruktion der Polytrope nach dem Verfahren von Brauer[1]. Von O aus zieht man Strahlen unter den Winkeln α zur Volumenachse und β zur Druckachse und führt dann, vom Anfangszustand p_1, v_1 ausgehend, die durch Pfeile angedeutete Konstruktion durch, wobei die Parallelen unter 45° geneigt sein müssen. Für einen beliebigen Winkel α wird der zugehörige Winkel β bestimmt aus

$$\operatorname{tg}\beta = (1 + \operatorname{tg}\alpha)^n - 1\,.$$

Für $\operatorname{tg}\alpha = 0{,}25$ ergeben sich dann für verschiedene Exponenten n folgende Werte für $\operatorname{tg}\beta$:

$n =$	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30	1,35	1,40
$\operatorname{tg}\beta =$	0,250	0,264	0,278	0,293	0,307	0,322	0,337	0,352	0,367

10. Die Kompressorarbeit. Die Arbeit des Druckluftmotors. Abb. 9 veranschaulicht die Arbeitsweise eines Kolbenkompressors, der Luft von 1 at Spannung ansaugt, sie auf 5 at Spannung isothermisch komprimiert und in die Leitung fortdrückt. Die Flächen

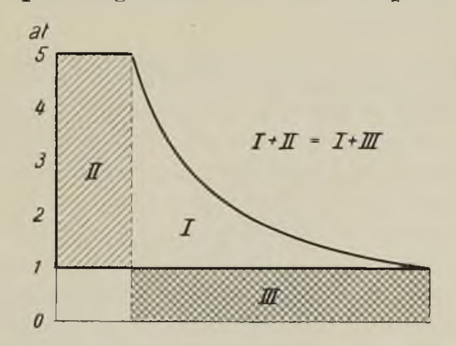


Abb. 9. Isothermische Kompressor- bzw. Motorarbeit.

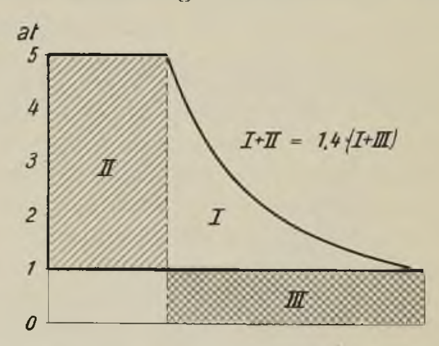


Abb. 10. Adiabatische Kompressor- bzw. Motorarbeit.

$I + II$ stellen die aufzuwendende Kompressorarbeit dar. Die Flächen $I + II$ stellen auch Arbeit eines Druckluftmotors dar, bei dem Druckluft von 5 at einströmt und isothermisch auf 1 at expandiert. Die Flächen $I + III$ dagegen bedeuten gemäß Ziffer 9 die absolute

[1] Ein einfaches, genaues Verfahren zur Konstruktion der Polytrope durch „Einrechnen“ von Punkten mit Hilfe besonderer Polytropentafeln für Expansion und Kompression gibt Dipl.-Ing. W. Weih an. Glückauf 1928, S. 238 und 247.

isothermische Kompressions- bzw. Expansionsarbeit. Da sich aus dem Mariotteschen Gesetz ergibt, daß die Flächen *II* und *III* bei isothermischer Zustandsänderung gleich sein müssen, so ist bei isothermischer Kompression die Kompressorarbeit gleich der absoluten Kompressionsarbeit, und bei isothermischer Expansion ist die Arbeit des Druckluftmotors, bei dem die Druckluft bis zum Gegendruck expandiert, gleich der absoluten Expansionsarbeit (vgl. Ziffer 9). Bei der adiabatischen Zustandsänderung, Abb. 10 gilt das nicht. Sondern die Kompressorarbeit $I + II$ sowohl wie die entsprechende Motorarbeit ist 1,4 mal größer als die entsprechende absolute Arbeit $I + III$. Demgemäß ergeben sich für die Arbeit des Motors, bei dem Druckluft oder Druckgas mit dem Drucke p_1 at einströmt und auf den Gegendruck p_2 at expandiert, sowie für die Arbeit des Kompressors, der Luft oder Gas von p_1 at ansaugt, auf p_2 at komprimiert und fortdrückt, die nachstehend aufgeführten Beziehungen. Bei adiabatischer Zustandsänderung ist die Motor- und Kompressorarbeit auch durch die Anfangs- und Endtemperatur t_1 bzw. t_2 gegeben. Die Formeln, die die Arbeit aus der Druckänderung herleiten, gelten für 1 Kubikmeter; die Formeln dagegen, die die Arbeit aus der Temperaturänderung herleiten, gelten für 1 Kilogramm. Letztere entsprechen den in Ziffer 9 für adiabatische Zustandsänderung angegebenen Formeln; in den Formeln für die adiabatische Motor- oder Kompressorarbeit erscheint aber c_p statt c_v, so daß die adiabatische Motor- bzw. Kompressorarbeit $k = 1{,}4$ mal so groß ist, wie die absolute adiabatische Expansions- bzw. Kompressionsarbeit.

Ohne Rechnung erhält man die adiabatische Motor- oder Kompressorarbeit für 1 Kilogramm Luft aus der Luftentropietafel Abb. 20, der man die Werte in der in Ziffer 15 dargelegten Weise entnimmt.

Es gilt:

a) bei isothermischer Zustandsänderung.

Motorarbeit

$$L_{is} = 2{,}303 \cdot 10000\, p_1 \cdot \lg \frac{p_1}{p_2}\ \text{mkg/m}^3,$$

Kompressorarbeit

$$L_{is} = 2{,}303 \cdot 10000\, p_1 \cdot \lg \frac{p_2}{p_1}\ \text{mkg/m}^3.$$

b) bei adiabatischer Zustandsänderung.

Motorarbeit

$$L_{ad} = c_p (t_1 - t_2)\ \text{kcal/kg}$$
$$= 427\, c_p (t_1 - t_2)\ \text{mkg/kg}$$

oder

$$L_{ad} = 10000 \frac{k}{k-1} \cdot p_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \text{mkg/m}^3,$$

Kompressorarbeit

$$L_{ad} = c_p (t_2 - t_1)\ \text{kcal/kg}$$
$$= 427\, c_p (t_2 - t_1)\ \text{mkg/kg}$$

oder

$$L_{ad} = 10000 \frac{k}{k-1} \cdot p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] \text{mkg/m}^3.$$

c) für Luft insbesondere gilt:

$$L_{ad} = 0{,}24\, (t_1 - t_2)\ \text{kcal/kg}$$
$$= 102\, (t_1 - t_2)\ \text{mkg/kg}$$

oder

$$L_{ad} = 10000 \cdot 3{,}5\, p_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0{,}286}\right] \text{mkg/m}^3,$$

$$L_{ad} = 0{,}24\, (t_2 - t_1)\ \text{kcal/kg}$$
$$= 102\, (t_2 - t_1)\ \text{mkg/kg}$$

oder

$$L_{ad} = 10000 \cdot 3{,}5\, p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0{,}286} - 1\right] \text{mkg/m}^3.$$

Für angesaugte Luft vom Drucke 1 kg/cm² gilt:

$$L_{ad} = 10000 \cdot 3{,}5 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0{,}286}\right] \text{mkg/m}^3, \qquad L_{ad} = 10000 \cdot 3{,}5 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0{,}286} - 1\right] \text{mkg/m}^3.$$

Zur Erläuterung der vorstehend gegebenen Beziehungen seien einige Beispiele gerechnet. Wie aus Ziffer 9 zu entnehmen ist, wird Druckluft von 6 at und 20° bei adiabatischer Expansion auf 2 at auf $-59°$, d. h. um 79° abgekühlt. 1 kg Druckluft verrichtet demnach die absolute adiabatische Expansionsarbeit $79 \cdot c_v = 79 \cdot 0{,}172 = 13{,}6$ kcal oder $13{,}6 \cdot 427 = 5800$ mkg. Die adiabatische Motorarbeit ist $79 \cdot c_p = 79 \cdot 0{,}241 = 19$ kcal bzw.

≈ 8100 mkg. — Ferner wird, wie ebenfalls aus Ziffer 9 zu entnehmen ist, Luft von 1 at und 10° bei adiabatischer Kompression auf 4 at auf 148°, d. h. um 138° erhitzt. Dem entspricht eine absolute adiabatische Kompressionsarbeit von 23,7 kcal/kg und eine adiabatische Kompressorarbeit von 33,4 kcal/kg. Wegen der Anwendung der sich auf 1 m³ beziehenden Gleichungen sei auf die späteren, die Druckluft behandelnden Abschnitte verwiesen.

11. Vom Wasserdampfe[1]. Es ist zwischen Verdunsten und Verdampfen zu unterscheiden. Verdunsten ist eine Dampfbildung an der Oberfläche des Wassers, wobei der entstehende Dampf unmittelbar zu der über dem Wasser stehenden Luft tritt. Das Wasser verdunstet bei jeder Temperatur, bei höherer stärker als bei niedrigerer. Verdampfen ist eine Dampfbildung von innen heraus, wobei der entstehende Dampf durch das Wasser emporsteigen und deshalb denselben Druck haben muß, der auf dem Wasser lastet. Damit das Wasser verdampft, muß es erst sieden, d. h. auf die Temperatur erhitzt sein, die zu dem auf dem Wasser lastenden Druck gehört. Unter dem Druck von 1 at (1 kg/cm²) siedet Wasser bei 99°, unter dem Druck von 1 At (760 mm QS) bei 100°, unter dem Druck von 2 at bei 120°, unter dem Druck von 5 at bei 151° usw. Siedendes Wasser „wallt" infolge der aufsteigenden Dampfbläschen. Es ist aber nicht gesagt, daß das wallende Wasser überall auf die Siedetemperatur erhitzt ist; im Dampfkessel hat das Wasser auch erhebliche Temperaturunterschiede.

Man unterscheidet nassen Dampf, trocken gesättigten Dampf und überhitzten Dampf. Der trockene Sattdampf bildet die Grenze zwischen nassem und überhitztem Dampf. Beim nassen Dampf gehört zu jeder Temperatur ein bestimmter Druck, beim trockenen Sattdampf außerdem ein bestimmtes spezifisches Volumen oder spezifisches Gewicht. Die zusammengehörigen Werte sind der sogenannten Tabelle der gesättigten Wasserdämpfe zu entnehmen, die für trokkenen Sattdampf gilt. Die in der Zahlentafel 5 wiedergegebene Tabelle enthält die auf Grund der neuesten Forschungen ermittelten Werte. In Abb. 11 ist die Temperatur und das spezifische Gewicht trocken gesättigten Dampfes in Abhängigkeit vom Dampfdruck eingetragen. Die Temperatur steigt erst schnell, dann immer langsamer. Das Dampfgewicht nimmt ungefähr so zu wie der Dampfdruck. Dampf von 10 at wiegt etwa 5 kg/m³.

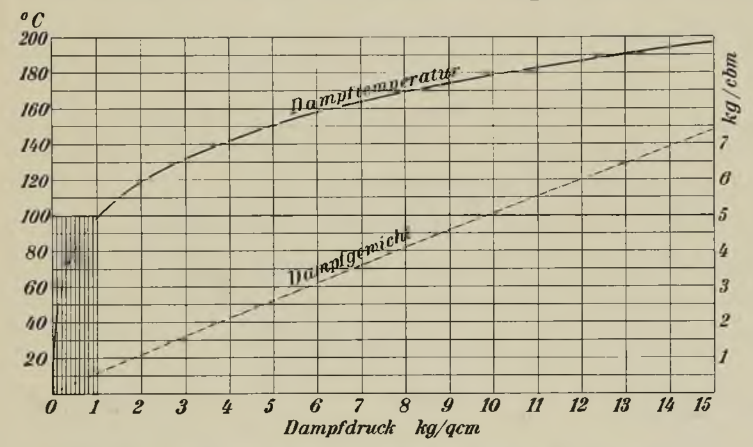


Abb. 11. Temperatur und Gewicht gesättigten Wasserdampfes.

Der Tabelle des gesättigten Wasserdampfes ist auch der Wärmeaufwand[2] für die Erzeugung des Wasserdampfes zu entnehmen. Die Angaben gelten für 1 kg Dampf, das aus Wasser von 0° erzeugt ist. Erst ist das Wasser auf die Siedetemperatur zu erhitzen, wofür die „Flüssigkeitswärme" aufzuwenden ist; dann ist das siedende Wasser unter gleichbleibendem Drucke zu verdampfen, wofür die „Verdampfungswärme" aufzuwenden ist. Bei der Verdampfung bleibt die fühlbare Wärme des Wassers unverändert; die zugeführte Wärme wird in Arbeit umgewandelt, hauptsächlich in innere Arbeit, um den molekularen Zusammenhang des Wassers zu lösen, zum geringen Teile in äußere Arbeit, um den Druck

[1] Vgl. die Ziffern 1 und 2.

[2] Die Werte des Wärmeinhalts von gesättigtem und überhitztem Wasserdampf sind ferner sehr bequem den *is*-Tafeln für Wasserdampf, Abb. 17 und 18, zu entnehmen.

bei der Raumzunahme zu überwinden, die das Wasser bei der Verwandlung in Dampf erfährt. Je höher der Druck, um so größer wird die Flüssigkeitswärme, um so kleiner die Verdampfungswärme; im kritischen Punkte ist die Verdampfungswärme Null. Abb. 12 veranschaulicht den Zusammenhang[1]. Flüssigkeitswärme + Verdampfungswärme = Gesamtwärme oder Wärmeinhalt des gesättigten Dampfes. Es ist von besonderer Wichtigkeit, daß der wertvolle hochgespannte Dampf nur wenig Wärme mehr, bei sehr hohen Drücken sogar weniger Wärme für die Erzeugung braucht als niedriggespannter. Z. B. braucht Dampf von 1 at 639 kcal/kg, Dampf von 120 at 630 kcal/kg*. Meist wird der Dampf aus vorgewärmtem Speisewasser erzeugt; dann ist die tatsächliche Erzeugungswärme entsprechend geringer, bei 50° Speisewassertemperatur also um 50 kcal. Unter „Normaldampf" versteht man Dampf von 100° C und 1,033 kg/cm², der aus Wasser von 0° C erzeugt ist, und dessen Gesamtwärme = 640 kcal/kg ist.

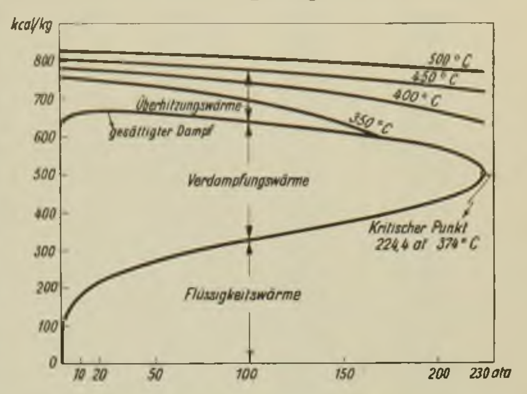


Abb. 12. Erzeugungswärme des Wasserdampfes in Abhängigkeit vom Druck.

Gesättigter Dampf ist meist **naß**, d. h. es ist ihm Wasser in Form von Tröpfchen oder Nebel beigemischt. Nasser Dampf hat dieselbe Temperatur wie trocken gesättigter Dampf von demselben Druck, aber kleineres Volumen. Nasser Dampf ist eine Mischung von trocken gesättigtem Dampfe und Wasser. Man pflegt bei nassem Dampfe den Gewichtsanteil des Dampfes mit x zu bezeichnen. Wenn $x = 0{,}9$ ist, so enthält also der nasse Dampf 90% Dampf und 10% Wasser. Da das Volumen des Wassers praktisch vernachlässigbar ist, so hat 1 kg Naßdampf mit 90% Dampfgehalt praktisch dasselbe Volumen wie 0,9 kg trocken gesättigter Dampf. Im Kolbenmaschinenbetrieb hat nasser Dampf den Vorteil, daß er selbst schmiert; im Dampfturbinenbetrieb dagegen leiden die Schaufeln, wenn der Dampf zu naß ist.

Neben dem gesättigten Wasserdampf ist in den letzten Jahrzehnten in immer zunehmendem Maße **überhitzter** Wasserdampf für den Dampfmaschinen- und insbesondere für den Dampfturbinenbetrieb angewandt worden. Überhitzter Dampf wird erzeugt, indem man den dem Kessel entnommenen nassen Dampf auf dem Wege zur Dampfmaschine oder -turbine durch einen Überhitzer führt, wo er weit über die Sattdampftemperatur hinaus auf 350° bis 450° überhitzt wird und eine erhebliche Volumenzunahme erfährt, vgl. Zahlentafel 6. Im Zusammenhang mit dieser Volumenzunahme leistet überhitzter Dampf viel mehr als gesättigter, so daß er trotz des Wärmeaufwandes für die Überhitzung — 1 kg Dampf um 1° C zu überhitzen, erfordert unter mittleren Verhältnissen 0,55 kcal — sparsamer ist. Man muß unterscheiden zwischen Dampfersparnis und Wärmeersparnis. Die Wärmeersparnis ist wegen des Wärmeaufwandes für die Überhitzung nur etwa halb so groß wie die Dampfersparnis. Bei kräftiger Überhitzung ist die Dampfersparnis etwa 20%, die Wärmeersparnis etwa 10%. Bei Dampfturbinen rechnet man, daß je 7° Überhitzung 1% Dampfersparnis oder ½% Wärmeersparnis bedingen. Genaueres über den Wärmeaufwand für die Überhitzung und die Arbeitsfähigkeit des überhitzten Dampfes ist den mehrfach erwähnten is-Tafeln für Wasserdampf zu entnehmen.

In modernen Kesseln erzeugt man heute schon vielfach Hochdruckdampf von etwa 35 bis 50 at, der dann auf 400 bis 450° überhitzt wird. Einige Anlagen arbeiten auch schon mit Höchstdruckdampf von 100 at und mehr. In dieser Beziehung ist Abb. 12 bedeutsam, die zeigt, wie sich der Wärmeaufwand für die Dampferzeugung und die Überhitzung bei hohen und höchsten Drücken gestaltet.

---

[1] Josse: Eigenschaften und Verwertung von Hoch- und Höchstdruck-Dampf. Z. V. d. I. 1924, S. 66.
* Vgl. Zahlentafel 5.

Zahlentafel 5. Tabelle der gesättigten Wasserdämpfe[1].

Druck kg/cm²	Temperatur °C	Spez. Volumen m³/kg	Spez. Gewicht kg/m³	Flüssigkeitswärme kcal/kg	Verdampfungswärme kcal/kg	Gesamtwärme (Wärmeinhalt) kcal/kg
0,02	17	68,3	0,0147	17	568	603
0,03	24	46,5	0,0215	24	582	606
0,04	29	35,5	0,0282	29	579	608
0,05	32	28,7	0,0348	32	578	610
0,06	36	24,2	0,0413	36	576	612
0,08	41	18,5	0,0542	41	573	614
0,10	45	15,0	0,0669	45	572	617
0,15	54	10,2	0,0979	54	566	620
0,20	60	7,80	0,128	60	562	622
0,3	69	5,33	0,188	69	557	626
0,5	81	3,30	0,303	81	551	632
0,8	93	2,13	0,470	93	544	637
1,0	99	1,73	0,579	99	540	639
1,033	100	1,67	0,597	100	540	640
1,2	104	1,46	0,687	104	537	641
1,4	109	1,26	0,793	109	534	643
2	120	0,903	1,11	120	527	647
3	133	0,618	1,62	133	518	651
4	143	0,472	2,12	144	511	655
5	151	0,383	2,61	152	505	657
6	158	0,322	3,10	159	500	659
7	164	0,279	3,59	166	495	661
8	170	0,245	4,08	171	491	662
9	175	0,219	4,56	176	487	663
10	179	0,199	5,04	181	483	664
11	183	0,181	5,52	186	479	665
12	187	0,167	6,00	190	476	666
13	191	0,155	6,47	194	473	667
15	197	0,135	7,43	201	466	667
18	206	0,113	8,87	210	458	668
20	211	0,102	9,83	216	453	669
24	221	0,0850	11,76	226	443	669
30	233	0,0680	14,70	239	430	669
40	249	0,0507	19,73	257	409	666
50	263	0,0401	24,96	273	391	664
60	274	0,0329	30,41	286	374	660
80	294	0,0237	42,13	309	342	651
100	310	0,0182	55,11	329	312	641
120	323	0,0144	69,6	347	283	630
140	335	0,0116	85,9	365	253	618
160	346	0,0096	104,6	383	223	606
180	355	0,0078	128,0	402	191	593
200	364	0,0061	162,9	426	147	573

Schließlich sei betrachtet, wie sich Wasserdampf bei Zustandsänderungen verhält. Die Gasgesetze sind selbstverständlich nicht anwendbar. Die Isotherme gesättigten Wasserdampfes verläuft im PV-Diagramm (vgl. Ziffer 8) parallel zur Abszisse. Wenn Wasserdampf adiabatisch expandiert, verläuft die Expansionslinie weniger steil als bei den Gasen, nämlich bei gesättigtem Wasserdampf nach der Gleichung $pv^{1,135} = \text{konst}$ und bei überhitztem Wasserdampf nach der Gleichung $pv^{1,3} = \text{konst}$. Es ist aber zu bemerken, daß der im Dampfzylinder expandierende Dampf wegen des Wärmeaustausches zwischen Dampf und Zylinderwandung nicht adiabatisch expandiert; die wirklichen Expansionslinien liegen vielmehr über den adiabatischen Linien. Gesättigter Wasserdampf

[1] Nach Mollier: Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf, 6. Aufl. Berlin: Julius Springer 1929. In diesen Tabellen ist der Wärmeinhalt hochgespannter Dämpfe ein wenig niedriger angegeben als in den bisher gebräuchlichen Tabellen. Auch sonst sind kleine Unterschiede. Die früher gebräuchlichen Werte für Temperatur und Wärmeinhalt sind der älteren is-Tafel für Wasserdampf, Abb. 17, zu entnehmen. Die in der Abb. 18 dargestellte neuere is-Tafel stimmt mit der Zahlentafel 5 überein.

Zahlentafel 6. Spezifisches Volumen v in m³/kg von überhitztem Wasserdampf[1, 2].

p at abs.	150°	200°	250°	300°	350°	400°	450°	500°	v für Sattdampf
1	1,976	2,217	2,455	2,693	2,930	3,166	3,403	3,639	1,727
2	0,980	1,103	1,224	1,343	1,463	1,581	1,700	1,818	0,903
3	0,648	0,731	0,813	0,894	0,974	1,053	1,132	1,211	0,618
4	0,481	0,546	0,608	0,669	0,729	0,789	0,847	0,908	0,472
5	—	0,434	0,485	0,534	0,582	0,631	0,678	0,726	0,383
6	—	0,360	0,403	0,444	0,485	0,525	0,565	0,605	0,322
7	—	0,307	0,344	0,380	0,415	0,449	0,484	0,518	0,279
8	—	0,267	0,300	0,331	0,362	0,393	0,423	0,453	0,245
9	—	0,236	0,266	0,294	0,322	0,349	0,376	0,402	0,219
10	—	0,211	0,238	0,264	0,289	0,314	0,339	0,362	0,199
12	—	0,173	0,197	0,219	0,240	0,261	0,281	0,301	0,167
14	—	0,147	0,168	0,187	0,205	0,223	0,241	0,258	0,144
16	—	—	0,146	0,163	0,179	0,195	0,210	0,225	0,126
18	—	—	0,128	0,144	0,159	0,173	0,186	0,200	0,113
20	—	—	0,115	0,129	0,142	0,155	0,168	0,180	0,102
25	—	—	0,089	0,102	0,113	0,123	0,134	0,143	0,082
30	—	—	0,0726	0,0836	0,0932	0,102	0,111	0,119	0,068
35	—	—	0,0603	0,0706	0,0792	0,0870	0,0945	0,1018	0,0582
40	—	—	0,0509	0,0608	0,0686	0,0757	0,0824	0,0888	0,0507
50		—	—	0,0469	0,0538	0,0598	0,0653	0,0706	0,0401
60	—	—	—	0,0374	0,0439	0,0492	0,0540	0,0585	0,0329
70	—	—	—	0,0304	0,0367	0,0416	0,0458	0,0498	0,0277
80	—	—	—	0,0249	0,0313	0,0358	0,0397	0,0434	0,0237
90	—	—	—	—	0,0269	0,0314	0,0350	0,0382	0,0206
100	—	—	—	—	0,0234	0,0277	0,0311	0,0342	0,0182
120	—	—	—	—	0,0179	0,0222	0,0254	0,0281	0,0144
140	—	—	—	—	0,0137	0,0182	0,0212	0,0237	0,0116
160	—	—	—	—	0,0102	0,0151	0,0181	0,0204	0,0096
180	—	—	—	—	—	0,0126	0,0156	0,0178	0,0078
200	—	—	—	—	—	0,0104	0,0136	0,0157	0,0061
220	—	—	—	—	—	0,0086	0,0119	0,0140	0,0051

expandiert im Dampfzylinder etwa nach der Gleichung $pv =$ konst, d. h. nach der gleichseitigen Hyperbel. Bei überhitztem Wasserdampf schwankt der Verlauf der Expansionslinie stark; im Mittel kann man die Gleichung $pv^{1,2} =$ konst zugrunde legen. Auch ist zu beachten, daß der überhitzte Dampf während der Expansion häufig seine Überhitzung verliert. Vgl. die Ziffern 12 und 13. Auch in der Dampfturbine wird dem expandierenden Dampf Wärme zugeführt, insofern als die durch Reibung und Wirbelung verlorengehende Expansionsarbeit in Form von Wärme in den Dampf zurückkehrt. Bei gleicher Füllung leistet Sattdampf mehr als Heißdampf; bei gleichem Gewicht leistet aber Heißdampf mehr als Sattdampf. Für die Kompression im Dampfzylinder wird in der Regel die Hyperbel zugrunde gelegt; tatsächlich verläuft aber die Kompressionslinie etwas steiler. Aus dem PV-Diagramm oder dem Indikatordiagramm nicht erkennbar, aber den Entropietafeln (vgl. Ziffer 13) entnehmbar, ist, daß trocken gesättigter Dampf bei der Expansion feucht wird.

Um Dampf zu **verflüssigen** (oder zu verdichten, kondensieren, niederzuschlagen), muß man ihm Wärme entziehen. Die bei der Verflüssigung unter unverändertem Druck frei werdende Wärme ist ebenso groß wie die vorher für die Verwandlung des Wassers in

[1] Nach Mollier: Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf, 6. Aufl. Berlin: Julius Springer 1929.

[2] Herr Dipl.-Ing. Weih, Bochum, hat mir freundlichst folgende Formel mitgeteilt, um das spezifische Volumen Heißdampfes von p at abs. und t_h^0 Celsius zu berechnen:

$$v = v_s \cdot \frac{200 + t_h}{210 + t_s - 1{,}25\,p}.$$

In dieser Formel, welche die in der Zahlentafel 6 enthaltenen Werte von v mit guter Annäherung wiedergibt, ist v_s das spez. Volumen und t_s die Temperatur des Sattdampfes vom Druck p. Die Formel gilt zwischen 2 und 35 at.



Dampf aufgewendete Wärme. Soll z. B. nasser Wasserdampf von 1,2 at Druck mit einem Dampfgehalt $x = 0{,}8$ in Wasser von 40^0 C verwandelt werden, so sind ihm laut Zahlentafel 0,8 (641 — 40) = 488 kcal/kg durch Kühlung zu entziehen. Wegen seiner großen Verflüssigungswärme und seinen günstigen Temperaturverhältnissen eignet sich Wasserdampf vorzüglich zu Heizungen (Niederdruckdampfheizungen). Wenn man hochgespannten Dampf erst bis zu 1 oder 2 at herab in Dampfmaschinen oder Dampfturbinen zur Erzeugung von Kraft verwendet, dann mit dem Abdampf heizt, wird der Dampf in idealer Weise ausgenützt. Vgl. Ziffer 111.

12. Das Wärmediagramm und der Entropiebegriff. Thermischer Wirkungsgrad. Der Kreisprozeß von Carnot. Das Wärmediagramm gilt für 1 kg Gas, Dampf, Wasser usw. Aus dem Wärmediagramm ist ersichtlich, wieviel Wärme 1 kg Gas oder Dampf bei einer Zustandsänderung durch Heizung empfängt oder durch Kühlung verliert. Auf der Ordinate wird die absolute Temperatur T, auf der Abszisse die Entropie s aufgetragen, weshalb das Wärmediagramm auch Ts-Diagramm heißt. Die Entropie ist so beschaffen, daß die zu- oder abgeführte Wärme im Wärmediagramm als Fläche erscheint, die sich unter der T-Linie bis herab zur Abszisse erstreckt. Verwandelt man diese Fläche gemäß Abb. 13 in ein gleichlanges Rechteck, so ist dessen Höhe die mittlere absolute Temperatur T_m. Nimmt bei der mittleren absoluten Temperatur T_m die Entropie von s_1 auf s_2 zu, so ist die zugeführte Wärmemenge $Q = T_m \cdot (s_2 - s_1)$ = mittlerer absoluter Temperatur mal Entropiezuwachs[1]. Die elementare Wärmezufuhr dQ ist gleich der absoluten Temperatur T mal elementarem Entropiezuwachs ds. Also $dQ = T \cdot ds$ oder $ds = \frac{dQ}{T}$.

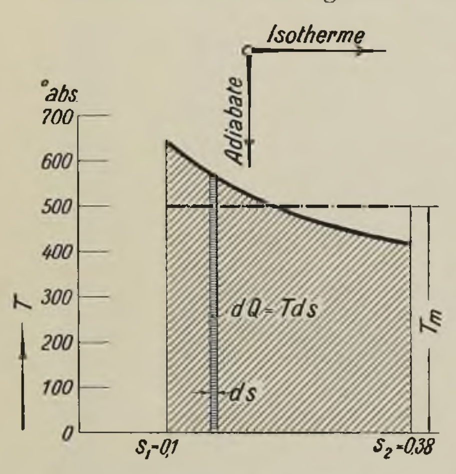


Abb. 13. Wärmediagramm oder Ts-Diagramm.

Wärmezufuhr (Heizung) bedingt Zunahme, Wärmeabfuhr (Kühlung) bedingt Abnahme der Entropie. Bei gleich großer Wärmezufuhr ist der Entropiezuwachs sehr verschieden, je nachdem wie groß T ist. Führt man einem kg Gas 1000 kcal bei $T = 500^0$ abs. zu, so ist der Entropiezuwachs = 1000 : 500 = 2; bei $T = 2000^0$ abs. ist der Entropiezuwachs nur 1000 : 2000 = 0,5. Drosseln bedeutet Wärmezufuhr; die Entropie nimmt zu. Beim Drosseln wird Gas oder Dampf entspannt, ohne daß nach außen Arbeit abgegeben wird; die Expansionsarbeit wird vielmehr durch Reibung und Wirbel verzehrt und in Wärme zurückverwandelt, die das entspannte Gas empfängt.

Wird dem Gase bei einer Zustandsänderung Wärme weder zugeführt noch entzogen, d. h. verläuft die Zustandsänderung adiabatisch[2], so bleibt die Entropie unverändert, d. h. die T-Linie verläuft senkrecht. Bei einer isothermischen Zustandsänderung verläuft die T-Linie wagerecht. Bei isothermischer Expansion ist immer Wärme zuzuführen, wobei die Entropie zunimmt; bei isothermischer Kompression ist ebensoviel Wärme abzuführen, wobei die Entropie abnimmt.

Man kann nun nach den Regeln der Thermodynamik für jeden Zustand eines Gases oder Dampfes den zugehörigen Entropiewert, der immer für 1 kg Gas oder Dampf gilt, berechnen. Da es sich dabei nicht um absolute Werte, sondern nur um die Zunahme oder die Abnahme des Entropiewertes handelt, kann man den Nullpunkt willkürlich wählen. Für Wasserdampf wird die Entropie des Wassers bei 0^0 C = Null gesetzt, für Gase die En-

---

[1] Das Wärmediagramm erinnert an das in Abb. 5 dargestellte VP-Diagramm, in welchem die absolute Expansionsarbeit $L = P_m (V_1 - V_2)$ und die elementare Arbeit $dL = P dV$ ist. Das Wärmediagramm hat nichts mit dem Wärmestromdiagramm (Sankey-Diagramm) zu tun, das die Verteilung der Wärme, wie es die spätere Abb. 211 zeigt, als einen sich verzweigenden Strom darstellt.

[2] Vgl. Ziffer 9.

tropie des Gases bei 1 at und bei 0⁰ C. Hat das Gas also weniger als 1 at Druck und liegt seine Temperatur unter 0⁰ C, so ist seine Entropie negativ. Dem liegt aber keinerlei Bedeutung bei, weil es sich, wie gesagt, nur um die Unterschiede der Entropiewerte handelt.

Für den technischen Gebrauch sind Entropietafeln vorhanden, welchen man den jedem Zustande eines Gases oder Dampfes zugeordneten Entropiewert entnehmen kann. Auf diesem Wege kann man ein PV-Diagramm oder allgemein das Diagramm einer Kraftmaschine im Wärmediagramm „abbilden", d. h. für die in diesen Diagrammen dargestellte Zustandsänderung das Wärmediagramm zeichnen.

Betrachten wir das als Beispiel vorgelegte Wärmediagramm Abb. 13 näher. Zunächst ist erkennbar, daß es sich weder um eine isothermische Zustandsänderung handelt — denn bei dieser ist ja T unverändert und die T-Linie verläuft wagerecht — noch um eine adiabatische Zustandsänderung — denn bei dieser wird ja Wärme weder zugeführt noch abgeführt, so daß sich auch die Entropie nicht ändert, und die T-Linie senkrecht verläuft. Wir haben also eine zwischen der adiabatischen und isothermischen, aber näher der isothermischen liegende, unter kräftiger Wärmezufuhr erfolgende Zustandsänderung. Da $T_m = 500^0$ abs. ist, und die Entropie von 0,1 auf 0,38 zugenommen hat, so ist die für 1 kg Gas zugeführte Wärme

$$Q = T_m(s_2 - s_1) = 500\,(0{,}38 - 0{,}1) = 140\,\text{kcal}.$$

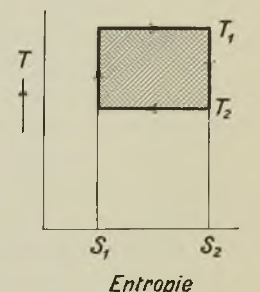


Abb. 14. Der Carnotsche Kreisprozeß im Wärmediagramm.

Es war gesagt, daß im Ts-Diagramm die Isotherme wagerecht, die Adiabate senkrecht verläuft. Infolgedessen erscheint der Kreisprozeß von Carnot, der aus Isothermen und Adiabaten besteht, im Wärmediagramm als Rechteck. Abb. 14 veranschaulicht den Carnotschen Kreisprozeß. Erst expandiert das Gas isothermisch mit $T_1 =$ konst, wobei die Wärme $Q_1 = T_1(s_2 - s_1)$ zugeführt wird; dann expandiert das Gas adiabatisch, wobei die Temperatur von T_1 auf T_2 sinkt; dann folgt isothermische Kompression mit $T_2 =$ konst, wobei die Wärme $Q_2 = T_2(s_2 - s_1)$ abgeführt wird; schließlich wird das Gas adiabatisch komprimiert, wobei die Temperatur von T_2 auf T_1 steigt. Man erkennt ohne weiteres, daß innerhalb gegebener Temperaturgrenzen der Carnotsche Kreisprozeß der überhaupt günstigste ist, und daß sein thermischer Wirkungsgrad[1], d. h. das Verhältnis der in Arbeit umgesetzten Wärme $Q_1 - Q_2$ zur zugeführten Wärme Q_1, also $\frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$ ist. Weiter ergibt sich, daß der überhaupt erreichbare thermische Wirkungsgrad um so höher ist, je höher T_1 und je kleiner T_2 ist. Die Wärme voll auszunutzen, sie ganz in mechanische Arbeit zu verwandeln, ist praktisch unmöglich; denn dann müßte $T_2 = 0^0$ abs. sein. Wirtschaftlicher Wirkungsgrad einer Kraftmaschine ist das Verhältnis der in Nutzarbeit umgewandelten zur verbrauchten Wärme oder das Produkt aus thermischem und mechanischem Wirkungsgrad.

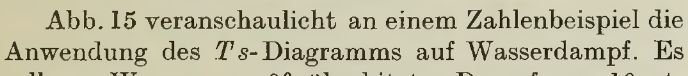


Abb. 15. Ts-Diagramm für die Erzeugung von Wasserdampf von 10 at und 250⁰.

Abb. 15 veranschaulicht an einem Zahlenbeispiel die Anwendung des Ts-Diagramms auf Wasserdampf. Es soll aus Wasser von 0⁰ überhitzter Dampf von 10 at und 250⁰ C erzeugt werden, und dieser Dampf soll, verlustlos arbeitend, auf 0,1 at entspannt werden. Wieviel kcal/kg sind für die Erzeugung des Dampfes aufzuwenden, wieviel kcal werden in Arbeit umgesetzt, wie groß ist der thermische Wirkungsgrad? Bei der Erhitzung des Wassers von

[1] Der thermische Wirkungsgrad ist nicht mit dem thermodynamischen Wirkungsgrad zu verwechseln, der nur bei Dampfmaschinen und Dampfturbinen angewendet wird. Vgl. die Ziffern 88 und 108.

0^0 C auf die Siedetemperatur, nämlich 179^0 C, ist die mittlere absolute Temperatur etwa 362^0 abs. und die Flüssigkeitswärme laut Tabelle = 181 kcal/kg, so daß der Entropiezuwachs = 181 : 362 = 0,5 ist. (Die Rechnung ist nur angenähert, der genaue Wert für den Entropiezuwachs ist 0,51.) Beim Verdampfen ist die absolute Temperatur unverändert = 452^0 abs., die Verdampfungswärme ist 483 kcal/kg, mithin ist der Entropiezuwachs = 483/452 = 1,07. Bei der Überhitzung auf 250^0 C ist die mittlere absolute Temperatur = 488^0 abs. und die Überhitzungswärme ist 38 kcal/kg, so daß der Entropiezuwachs = 0,08 ist. Die ganze schraffierte Fläche unter der T-Linie bedeutet den gesamten Wärmeaufwand von 702 kcal/kg und die Teilflächen unter den einzelnen Stücken der T-Linie stellen die angegebenen Teilwärmen für die Erhitzung des Wassers, seine Verdampfung und die Überhitzung des Dampfes dar. Um die Wärmeausnutzung bei adiabatischer Entspannung des Dampfes auf 0,1 at (45^0 C) zu bestimmen, zieht man die Wagerechte durch $t = 45^0$ C. Dann stellt die Fläche über dieser Linie die ausgenutzte Wärme dar, nämlich 179 kcal/kg, und die Fläche darunter die mit dem abströmenden Dampfe verlorengehende Wärme, nämlich 523 kcal/kg. Der thermische Wirkungsgrad ist 179/702 = 25,5 %. Die im abströmenden Dampf enthaltene Wärme ist nicht etwa gleich der Erzeugungswärme des Dampfes von 0,1 at Spannung, die 617 kcal beträgt, sondern erheblich geringer. Das rührt daher, daß der Dampf bei der Expansion von 10 at auf 0,1 at nicht nur seine Überhitzung verloren, sondern sogar feucht geworden ist. Wie man den folgenden Dampfentropietafeln entnehmen kann, ist sein Dampfgehalt nur 84 %.

13. Entropietafeln. Durch Entropietafeln werden thermodynamische Rechnungen außerordentlich erleichtert. Man hat Entropietafeln für Luft und für Dampf. Sie gelten für 1 kg. Aus diesen Tafeln kann man, nach Drücken abgestuft, entnehmen, wie Temperatur, Druck und Entropie oder Wärmeinhalt, Druck und Entropie zusammenhängen. Die Tafeln für Luft sind entsprechend umgewertet auch für andere Gase anwendbar. Man unterscheidet Ts-Tafeln, bei denen auf der Senkrechten die absolute Temperatur aufgetragen ist und die grundsätzlich mit dem im vorigen Abschnitt besprochenen Wärmediagramm übereinstimmen, und is-Tafeln, bei denen auf der Senkrechten die für ungeänderten Druck geltende Gas- bzw. Dampfwärme i in kcal/kg aufgetragen ist. Auf der Wagerechten ist wie bei den Ts-Tafeln auch bei den is-Tafeln die Entropie abgetragen. Adiabatische Zustandsänderungen verlaufen also bei Tafeln beider Arten auf einer Senkrechten.

Bei den Ts-Tafeln verlaufen isothermische Zustandsänderungen selbstverständlich auf einer Wagerechten. Damit man die zugeführten und abgeführten Wärmemengen nicht erst als Flächen verzeichnen und auszumessen braucht, ergänzt man die Ts-Tafeln zweckmäßig durch Linien gleichen Wärmeinhalts. Auch Linien gleichen spezifischen Volumens sind vorteilhaft, ferner bei Tafeln für Wasserdampf Linien gleichen Dampfgehalts.

Die is-Tafeln sind für die Verwendung besonders bequem, weil man die Werte für Wärmeaufwand und ausgenutzte Wärme unmittelbar abgreifen kann. Die Wagerechten sind Linien gleichen Wärmeinhaltes. Die is-Tafeln werden zweckmäßig ergänzt durch Linien gleicher Temperatur und im Gebiet des gesättigten Dampfes durch Linien gleichen Dampfgehaltes. Linien gleichen Volumens sind ebenfalls erwünscht. Die Linien gleichen Wärmeinhaltes und die Linien gleicher Temperaturen sind von Bedeutung, um die Vorgänge beim Drosseln von Dampf oder Luft zu verfolgen, denn beim Drosseln bleibt die Drosselwärme im Dampfe oder in der Luft, so daß zwar die Spannung abfällt, der Wärmeinhalt aber ungeändert bleibt, während die Temperatur eine Abnahme erfährt (Thomson-Joulesche Abkühlung), die dem Diagramm sofort zu entnehmen ist.

In diesem Buche sind 4 Entropietafeln wiedergegeben. Abb. 16 stellt eine kleine Ts-Tafel für Wasserdampf dar, die durch Linien gleichen Dampfinhaltes ergänzt ist. Abb. 17 ist eine is-Tafel für Wasserdampf (sogenanntes Mollier-Diagramm), ergänzt durch Linien gleicher Temperatur und gleichen Wassergehaltes, die nach einer in der Technischen Wärmelehre von Schüle[1] enthaltenen Tafel gezeichnet ist. Abb. 18 ist

[1] Berlin: Julius Springer.

ebenfalls eine is-Tafel für Wasserdampf, die sich bis zum kritischen Punkt erstreckt und die neuesten Werte enthält. Sie ist nach der is-Tafel gezeichnet, die in den neuen Tabellen und Diagrammen für Wasserdampf von Mollier[1] enthalten ist. Diese beiden is-Tafeln für Wasserdampf weichen insbesondere bei höheren Drücken und Temperaturen voneinander ab; die ältere Tafel möge durch die eingezeichneten Beispiele nur die Anwendung einer derartigen Tafel veranschaulichen. Abb. 20 schließlich ist eine is-Tafel für Luft, die unter Zugrundelegung der Entropietafel für Luft von Ostertag[2] gezeichnet wurde. Für technische Rechnungen kommen fast nur die is-Tafeln in Betracht, während die Ts-Tafel mehr der Veranschaulichung der Wärmevorgänge und des Entropiebegriffes dient. Wo es sich um häufiger vorkommende oder um genauere Rechnungen handelt, sind die angegebenen Originaltafeln zu verwenden, die größer und feiner geteilt sind.

14. Die Anwendung der Entropietafeln für Wasserdampf. Die Ts-Tafel für Wasserdampf, Abb. 16, gilt für Dampfdrücke zwischen 0,04 at und 25 at. Für Wasser von 0° C ist die Entropie $s = 0$ gesetzt. Der untere von 0° C bis $-273°$ C reichende Teil der Tafel ist fortgelassen; dieser Teil muß aber berücksichtigt werden, wenn man ein Wärmediagramm

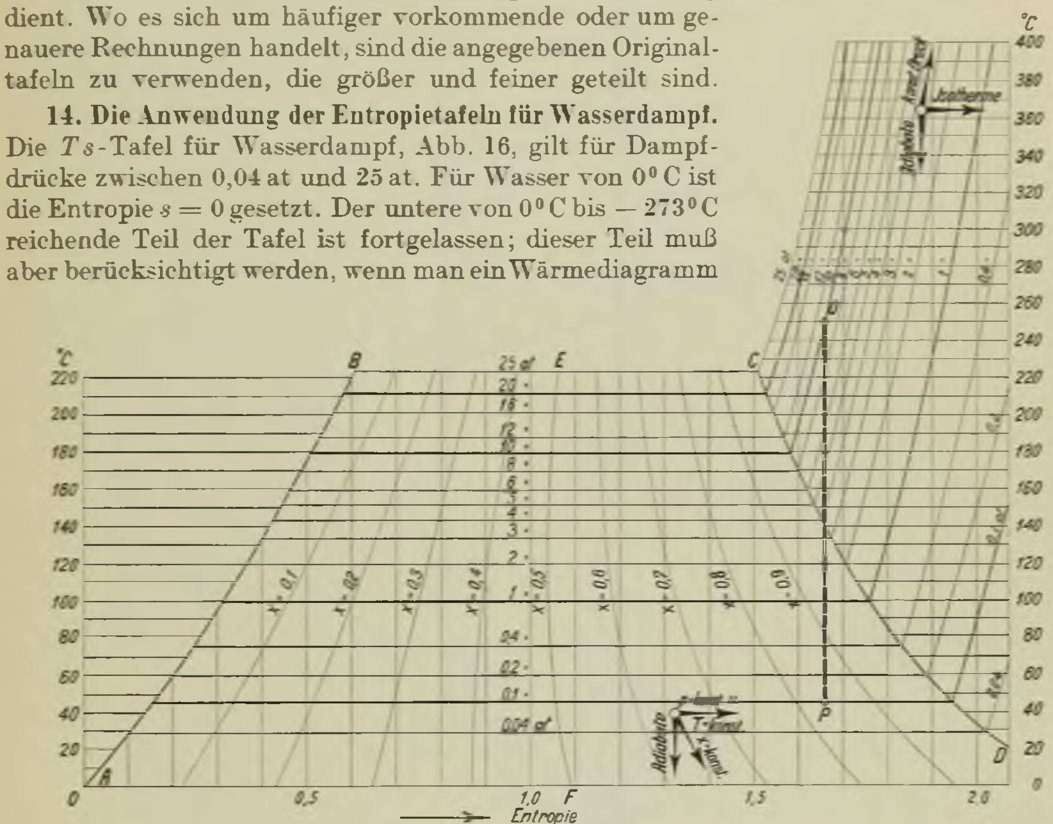


Abb. 16. Ts-Tafel für Wasserdampf.

zeichnet (vgl. Abb. 15). Da in dieser Tafel Linien gleichen Wärmeinhaltes fehlen, ist sie für die Verwendung unvorteilhaft. Die Linie AB ist die sogenannte untere Grenzlinie; sie gilt für siedendes Wasser und trennt noch nicht siedendes Wasser von nassem Dampf. Die Linie CD, die sogenannte obere Grenzlinie, gilt für trockenen Dampf und trennt feuchten von überhitztem Dampf. Zwischen den Grenzlinien ist das Gebiet des nassen Dampfes. Halbiert man die Geraden zwischen den Grenzlinien, so bedeutet die entstehende Linie EF den Dampfgehalt $x = 0{,}5$. Entsprechende Linien für andere Werte des Dampfgehaltes sind eingezeichnet. Die dick gezeichnete Linie OP gilt für das frühere, in Abb. 15 dargestellte Beispiel. Wenn sich Dampf von 10 at und 250° C (Punkt O) verlustlos wirkend adiabatisch auf 0,1 at (Punkt P) entspannt, wird er naß und sein Dampfgehalt ist 84%. Es gilt, wie die Tafel lehrt, allgemein, daß bei adiabatischer Expansion trockner Dampf feucht wird und daß überhitzter Dampf seine Überhitzung verliert und gegebenenfalls naß wird.

[1] „Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf" von Mollier, 6. Aufl. Berlin: Julius Springer 1929.
[2] „Die Entropietafel für Luft" von Ostertag, 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1917.

Bei der is-Tafel für Wasserdampf, die zuerst von Mollier angegeben ist und ihrer Zweckmäßigkeit wegen hauptsächlich angewendet wird, ist der Wärmeinhalt i und die

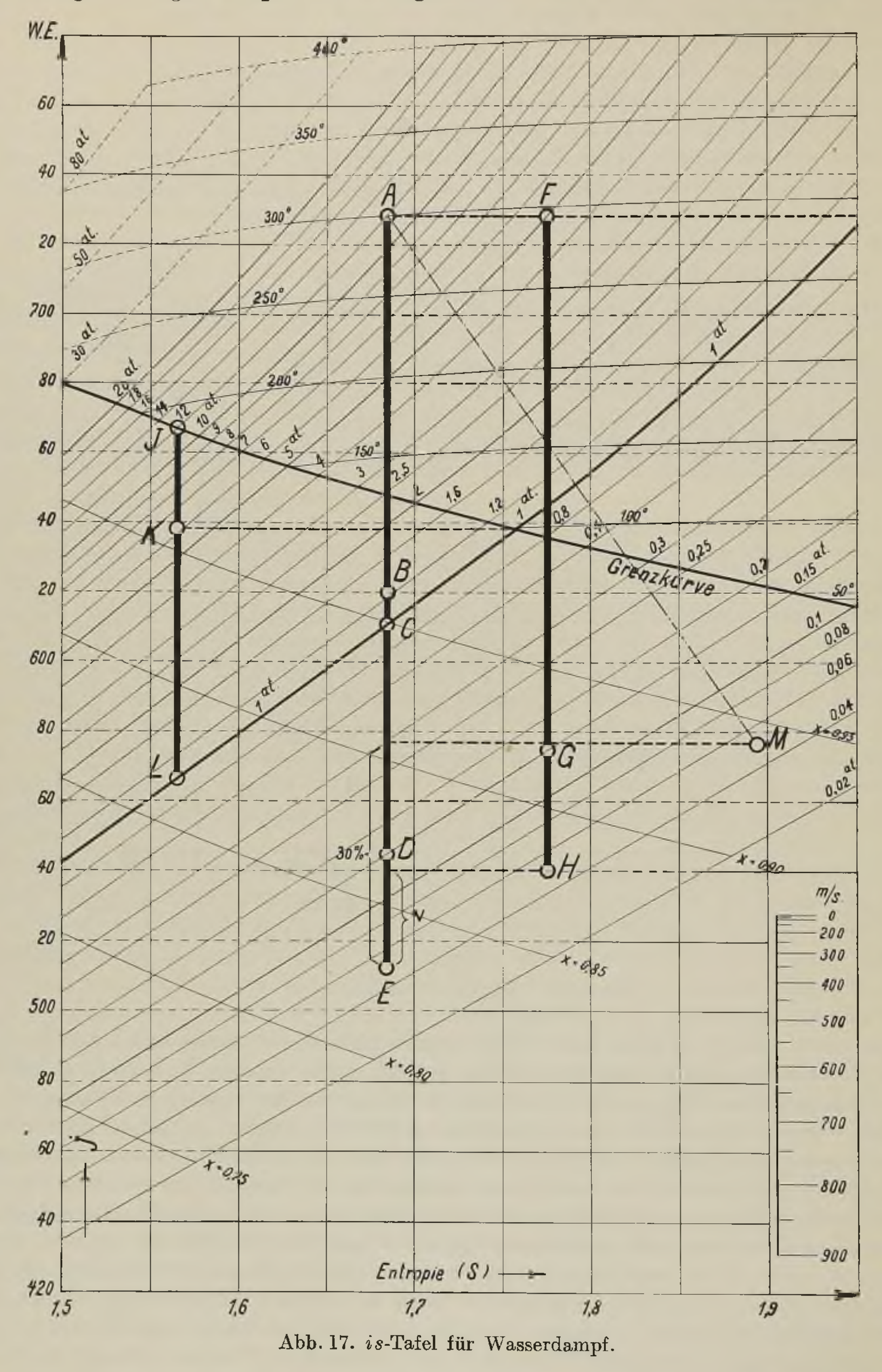


Abb. 17. is-Tafel für Wasserdampf.

Entropie s von 1 kg Wasser von 0^0 C = Null gesetzt. Das Mollier-Diagramm enthält aber diesen Nullpunkt und die „untere“ Grenzlinie nicht, sondern beschränkt sich auf den technisch wichtigen oberen Teil des is-Diagramms. Die als „Grenzkurve“ bezeichnete

Kurve ist also die sogenannte obere Grenzlinie und scheidet feuchten von überhitztem Dampf. Betrachten wir an Hand der Abb. 17 das Mollier-Diagramm näher. Im Überhitzungsgebiet verlaufen die Linien gleicher Temperatur (z. B. die Linie von 300° C) ungefähr parallel zu den Linien gleichen Wärmeinhaltes. Der Wärmeaufwand für die Erzeugung

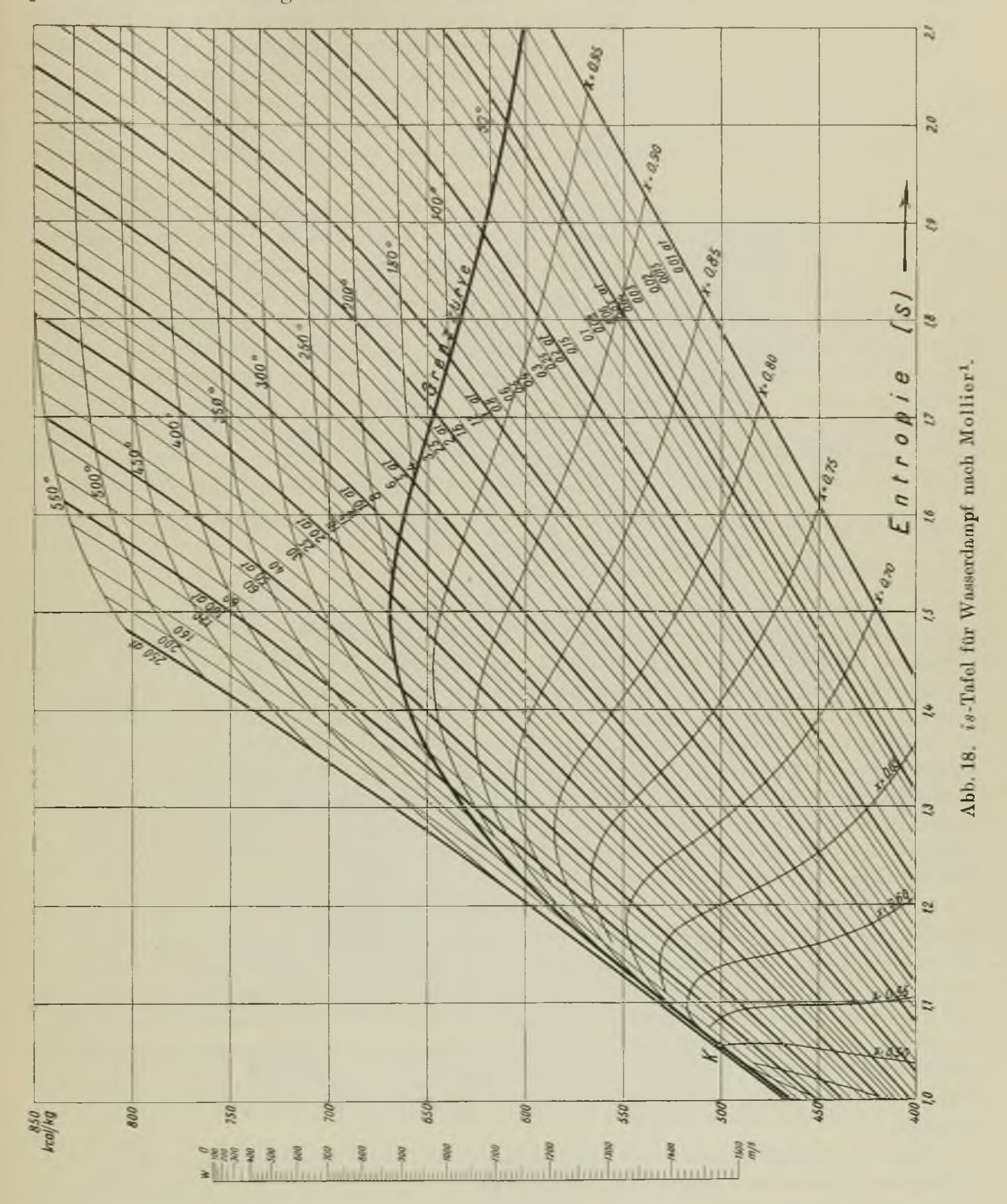


Abb. 18. is-Tafel für Wasserdampf nach Mollier[1].

überhitzten Dampfes ist also beinah unabhängig vom Druck. Z. B. erfordert 1 kg Dampf von 2 at und 300° C 734 kcal; 1 kg Dampf von 12 at und ebenfalls 300° C sogar nur 728 kcal. Im Sättigungsgebiet fehlen besondere Temperaturlinien, weil da die Linien

[1] Nach Mollier: Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf, 6. Aufl. Berlin: Julius Springer 1929.

gleichen Dampfdruckes zugleich Linien gleicher Temperatur sind. Die Bedeutung der Linien gleichen Wärmeinhaltes, um das Drosseln zu verfolgen, war schon oben gekennzeichnet. Beim Drosseln wird keine Arbeit nach außen abgegeben, sondern die Expansionsarbeit des Dampfes wird durch Wirbel und Stöße aufgezehrt und in Wärme zurückverwandelt, die in den Dampf zurückkehrt. Deswegen nimmt die Entropie beim Drosseln zu. Beim Drosseln wird nasser Dampf getrocknet, trockner Dampf überhitzt. Das Arbeitsvermögen des Dampfes wird durch Drosseln immer herabgesetzt. In welchem Maße ist sehr verschieden, aber im einzelnen Falle bequem der is-Tafel zu entnehmen. Grundsätzlich gilt, daß Drosseln um so mehr schadet, mit je höherem Druck der Dampf abströmt. Bei Auspuffbetrieb schadet also Drosseln mehr als bei Expansionsbetrieb.

Es sei die Anwendung der is-Tafel für Wasserdampf an Hand der in Abb. 17 eingezeichneten Beispiele erläutert. Die Senkrechte AE stellt verlustlose adiabatische Expansion von 12 at 300⁰ auf 0,05 at dar. Das gesamte Wärmegefälle beträgt 216 kcal/kg. Ein sehr erheblicher Teil des Wärmegefälles, dargestellt durch das Stück CE wird im Vakuum ausgenutzt. Bei Dampfturbinen werden im Mittel als nutzbare Arbeit nur etwa 70% des ausgenutzten Wärmegefälles abgegeben, im vorliegenden Falle 151 kcal/kg, während 30% in der Turbine durch Reibung und Wirbel aufgezehrt werden und als Wärme im Dampf bleiben. Man vermindere AE um 30% und ziehe eine Linie mit $i = 576$ bis zur Spannungslinie 0,05 at, Punkt M. Punkt M stellt den Zustand des aus der Turbine abströmenden Dampfes dar. Weil ein Teil des Wärmegefälles im Dampf zurückgeblieben ist, ist der Dampf in M viel trockener, als er bei verlustloser Expansion (Punkt E) sein würde. Der Dampfverbrauch für die PSh ist $\frac{632}{151} = 4{,}2$ kg. Dementsprechend beträgt der Verbrauch für die kWh $\frac{860}{151} = 5{,}7$ kg.

Die Tafel lehrt auch, wieviel Wärme vom Kühlwasser der Kondensation aufzunehmen ist, um Dampf zu verflüssigen. Wenn überhitzter Dampf von 12 at (Punkt A) verlustlos arbeitend auf 0,05 at entspannt ist (Punkt E), so gibt er, wenn er zu Wasser von 0^0 verflüssigt wird, 512 kcal/kg ab; bei der tatsächlichen mit Wirbelung und Reibung behafteten Expansion in der Turbine enthält aber der Dampf mehr Wärme, so daß er (Punkt M) 576 kcal/kg abgibt. Wenn gesättigter Dampf von 12 at (Punkt I) auf 6 at arbeitverrichtend entspannt ist, so gibt er annähernd 640 kcal/kg ab. Je weniger Expansionsarbeit der Dampf verrichtet hat, um so mehr reicht die Verflüssigungswärme an die ursprüngliche Erzeugungswärme heran. Von den genannten Zahlen ist, wenn der Dampf nicht bis auf 0^0, sondern nur, wie es meist geschieht, auf 30 bis 40^0 abgekühlt wird, ein entsprechender Abzug zu machen. Praktisch rechnet man überschlägig mit 580 bis 600 kcal/kg.

Drosselt man Dampf von 12 at 300^0 (Punkt A) auf 5 at ab (Punkt F), und läßt man ihn dann (verlustlos) adiabatisch auf 0,05 at expandieren (Punkt H), dann stellt die Strecke v den Verlust durch das Drosseln dar, etwa 13%. Nutzt man den gedrosselten Dampf nur bis 0,15 at herab aus, so stellt der senkrechte Abstand von D bis G den Drosselverlust dar, der etwa 16% beträgt. Je höher der Gegendruck, um so schädlicher ist das Drosseln. Wird der Dampf ungedrosselt von A aus bis auf 1,2 at ausgenutzt, so ist das ausgenutzte Wärmegefälle = 110 kcal/kg. Wird der Dampf aber erst auf 5 at gedrosselt, d. h. von F aus bis auf 1,2 at ausgenutzt, so ist das ausgenutzte Wärmegefälle nur 76 kcal/kg, d. h. 31% weniger.

Linie JL veranschaulicht, wie zweckmäßig es ist, wenn man Heizdampf von niedriger Spannung braucht, hochgespannten Dampf zu erzeugen und diesen erst in einer Gegendruckmaschine auszunutzen, deren Abdampf dann zum Heizen dient. Um Dampf von 12 at zu erzeugen, braucht man nur 30 kcal/kg mehr (entsprechend dem Abschnitt JK), als für Dampf von 1 at, kann aber in der Gegendruckmaschine zuvor ein Wärmegefälle $JL = 100$ kcal/kg ausnutzen. Abdampf von 1 at ist allerdings nicht ebenso wertvoll, wie frisch erzeugter Dampf von 1 at, weil er bei der Expansion feucht geworden ist.

Es wird zweckmäßig sein, die in Abb. 17 dargestellten Beispiele mit der neuen *is*-Tafel für Wasserdampf, Abb. 18, nachzurechnen, außerdem noch hohen Dampfdruck zugrunde zu legen. Für die Möglichkeiten, die sich bei sehr hohen Dampfdrücken ergeben, ist Abb. 19[1] bedeutsam. Wenn z. B. Dampf von 20 at gegen 6 at in einer Gegendruckmaschine ausgenutzt, dann für Heizzwecke verwendet wird, dann wird in der Maschine nur ein Wärmegefälle von 83 kcal/kg ausgenutzt. Erzeugt man aber Dampf von 100 at, für den der Wärmeaufwand sogar kleiner ist als für Dampf von 20 at (vgl. Abb. 12), so kann man gegen ebenfalls 6 at Druck in der Maschine 152 kcal/kg ausnutzen. Wenn der Dampf bis auf 0,02 at entspannt wird, so ist das gesamte ausnutzbare Wärmegefälle bei Dampf von 20 at = 296 kcal/kg, bei Dampf von 100 at = 333 kcal/kg.

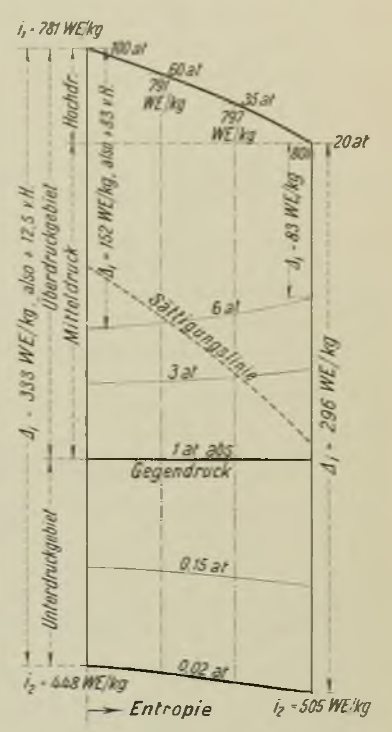


Abb. 19. *is*-Diagramm für sehr hohe Dampfdrücke.

15. Die Anwendung der Luftentropietafel. Die Luftentropietafel, Abb. 20, ähnelt in Darstellung und Anwendung der *is*-Tafel für Wasserdampf. Die Wagerechten sind Linien gleichen Wärmeinhaltes in kcal/kg, die gleichen Abstand voneinander haben. Die Temperaturlinien verlaufen in den niedrigen Druck- und Temperaturgebieten ebenfalls nahezu wagerecht, weichen aber bei höheren Drücken und Temperaturen stark ab, da die Tafel unter Berücksichtigung der mit Druck und Temperatur veränderlichen spezifischen Wärme gezeichnet ist. Die Linien gleichen Druckes reichen bis 300 at, so daß auch die Vorgänge in Hochdruckkompressoren, wie sie zur Drucklufterzeugung für Grubenlokomotiven benötigt werden, verfolgt werden können.

Die Anwendung der Tafel sei an Hand der eingezeichneten Linien durch Zahlenbeispiele veranschaulicht. Es soll zunächst 1 kg Luft von 1 ata und 17° C (Punkt A) einmal isothermisch auf 7 ata (Linie AB) und dann adiabatisch auf 7 ata (Linie AC) verdichtet werden.

Die isothermische Kompressorarbeit, d. h. die Arbeit, um 1 kg Luft isothermisch auf 7 ata zu verdichten und fortzudrücken, ist der bei der isothermischen Verdichtung abzuführenden Wärme gleichwertig. Sie ergibt sich als Produkt der absoluten Temperatur $T = 290^0$ abs. und der aus der Tafel entnehmbaren Entropieabnahme von $+ 0{,}015$ auf $- 0{,}118$, d. h. um $ds = 0{,}133$. Mithin ist die isothermische Kompressorarbeit $= 290 \cdot 0{,}133$ $= 38{,}6$ kcal/kg oder $38{,}6 \cdot 427 = 16\,500$ mkg/kg.

Die adiabatische Kompressorarbeit, d. h. die Arbeit, um 1 kg Luft von 1 ata und 17° C auf 7 ata adiabatisch zu verdichten und fortzudrücken, ist aus der Tafel $= 56 - 4{,}2$ $= 51{,}8$ kcal/kg $= 51{,}8 \cdot 427 = 22\,150$ mkg/kg zu entnehmen. Bei der adiabatischen Verdichtung steigt die Temperatur, wie ebenfalls der Tafel zu entnehmen ist, von 17° C auf 229° C.

Nimmt man bei gleichem Anfangszustand (Punkt A) polytropische Verdichtung auf 7 ata mit einem Polytropenexponent $n = 1{,}3$ an, so steigt die Temperatur nur auf 181° C (Linie AD). Die Kompressorarbeit setzt sich zusammen aus der abzuführenden Wärme und der Zunahme des Wärmeinhalts. Aus der Tafel ergibt sich die polytropische Kompressorarbeit $= T_m \cdot ds + (i_2 - i_1) = \frac{290 + 454}{2} \cdot 0{,}025 + 40{,}1 = 49{,}4$ kcal/kg $= 21\,100$ mkg/kg.

Bei zweistufiger polytropischer Verdichtung mit $n = 1{,}3$ vom Punkt A aus möge in der ersten Stufe die Verdichtung von 1 ata auf 2,65 ata erfolgen (Linie AE).

---

[1] Josse: Eigenschaften und Verwendung von Hoch- und Höchstdampf. Z.V. d. I. 1924, S. 66.

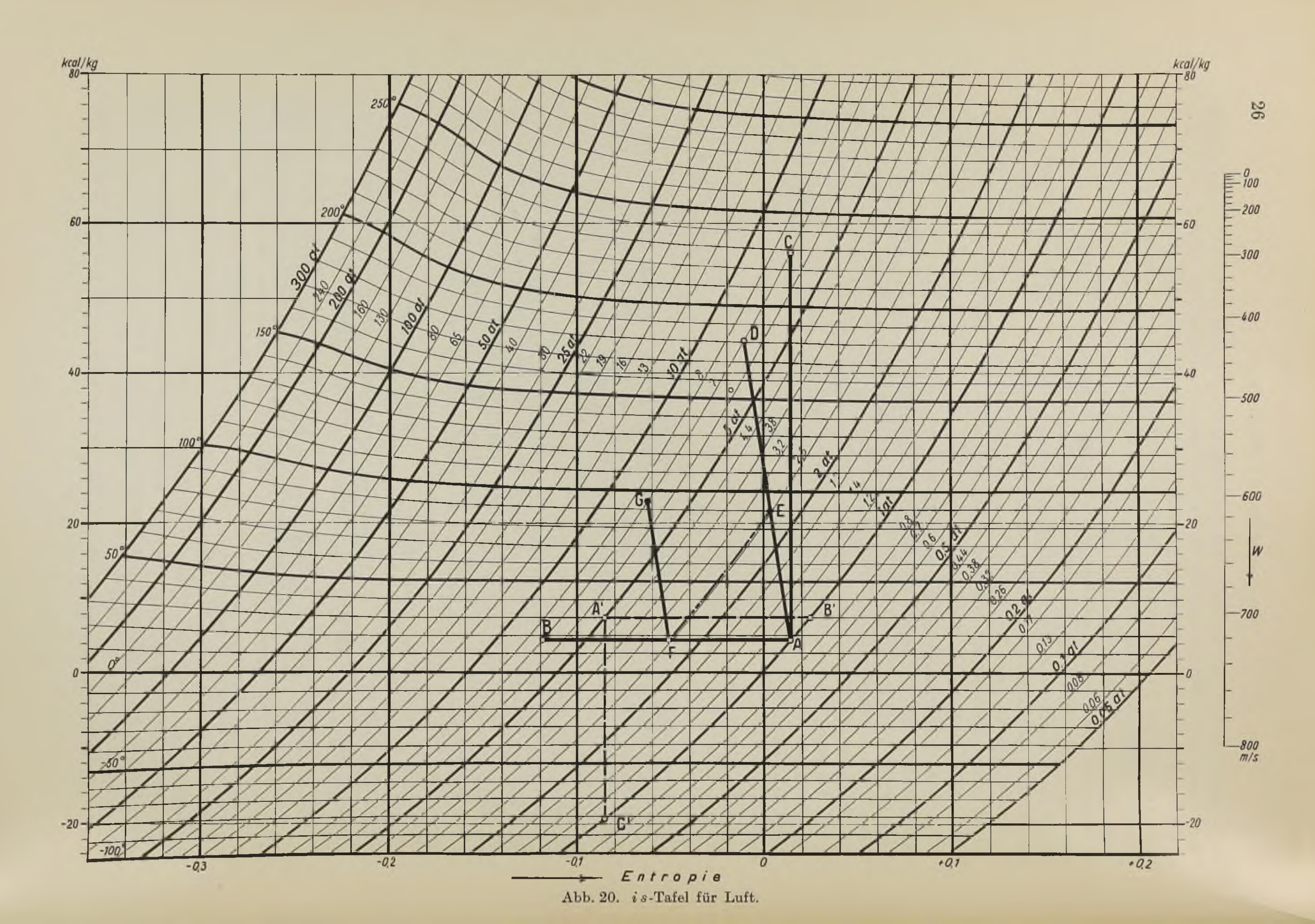


Abb. 20. *is*-Tafel für Luft.

Dann finde Rückkühlung auf die Anfangstemperatur statt (Linie EF). In der zweiten Stufe werde dann weiter auf 7 ata verdichtet (Linie FG). Die Endtemperatur der ersten Stufe wird 90° C (Punkt E), die der zweiten 94° C (Punkt G). Die Kompressorarbeit der ersten Stufe beträgt 21 kcal/kg, die der zweiten 22 kcal/kg. Es ist also die gesamte Kompressorarbeit = 21 + 22 = 43 kcal/kg = 18400 mkg/kg.

Die Linie $A'B'$ veranschaulicht isothermische Expansion, die Linie $A'C'$ adiabatische Expansion von 5 ata und 30° C auf 1 ata. Linie $A'B'$ bedeutet ein Wärmgefälle $= T \cdot ds = 303 \cdot 0{,}11 = 33{,}3$ kcal/kg = 14220 mkg/kg. Die Endtemperatur ist gleich der Anfangstemperatur = 30° C. Das adiabatische Wärmegefälle (Linie $A'C'$) beträgt nur 26,7 kcal/kg = 11400 mkg/kg, wobei die Endtemperatur in C' auf − 31,5° C sinkt.

Will man die Arbeit für 1 Kubikmeter Luft haben, so muß man die für 1 kg gefundenen Werte entsprechend umrechnen, indem man sie mit dem spezifischen Gewicht der Luft vom Anfangszustand multipliziert.

Für andere 2-atomige Gase ist die Luftentropietafel ebenfalls verwendbar, und zwar ohne weiteres, soweit es sich um den Zusammenhang zwischen Änderungen des Druckes und Änderungen der Temperatur handelt. Die spezifischen Wärmen sind aber dem Molekulargewicht μ der Gase umgekehrt proportional, so daß die für Luft gefundenen Änderungen des Wärmeinhalts für ein Gas mit dem Molekulargewicht μ mit $\frac{28{,}95}{\mu}$ zu multiplizieren sind[1].

II. Die Brennstoffe und ihre Verbrennung.

16. Überblick. Entzündungstemperatur. Verbrennungstemperatur. Es gibt feste, flüssige und gasförmige Brennstoffe. Die Brennstoffe haben einen brennbaren und einen nicht brennbaren Anteil. Die Güte des Brennstoffes hängt wesentlich davon ab, wie groß der brennbare Anteil ist. Das Brennbare der festen und flüssigen Brennstoffe besteht aus Kohlenstoff, daneben aus Wasserstoff und in geringfügigem Maße aus Schwefel. In den Brenngasen sind Kohlenoxyd, Wasserstoff und Kohlenwasserstoffe enthalten. Im nicht brennbaren Anteile finden wir Wasser, Stickstoff, Sauerstoff; die festen Brennstoffe enthalten außerdem Asche. Die Asche schmilzt zu Schlacke, wenn die Verbrennungstemperatur hoch genug ist.

Bei der Verbrennung verbindet sich der brennbare Stoff mit dem Sauerstoff der zugeführten Verbrennungsluft unter Bildung von Flamme und Glut. Die Verbrennung fester Brennstoffe geht so vor sich, daß zunächst das im Brennstoff enthaltene Wasser verdampft, dann der Brennstoff entgast wird. Die entwickelten Kohlenwasserstoffe verbrennen mit Flamme; der restliche, keine flüchtigen Bestandteile enthaltende Brennstoff glüht nur und vergast.

Um die Verbrennung einzuleiten und zu erhalten, ist eine Mindesttemperatur erforderlich, die sogenannte Entzündungstemperatur, die für Wasserstoff etwa 350°, für Kohlenwasserstoffe, Kohlenstoff und Kohlenoxyd über 700° beträgt. Die bei der Verbrennung entstehende Wärme erhitzt die Rauchgase, die aus dem verbrannten Brennstoffe und der Verbrennungsluft bestehen, auf die Verbrennungstemperatur; bei vollkommener Verbrennung von C zu CO_2 ohne Luftüberschuß wird die Temperatur um 2300° gesteigert. In Wirklichkeit sind die Temperatursteigerungen erheblich niedriger, weil die Verbrennung nie vollkommen ist, weil mit Luftüberschuß gefeuert wird, und weil ein Teil der bei der Verbrennung erzeugten Wärme unmittelbar an die umgebenden Heizflächen und das Mauerwerk abstrahlt.

[1] Nach Schulte: Z.V. d. I. 1921, S. 366.

17. Feste Brennstoffe. Obenan stehen Steinkohlen sowohl nach der Verbreitung als nach der Güte. Steinkohlen enthalten wenig Wasser und wenig Asche und haben deshalb große Heizkraft. Je älter geologisch die Steinkohlen sind, um so niedriger ist ihr Gehalt an flüchtigen Bestandteilen und an Sauerstoff. Nach zunehmendem Alter bzw. nach abnehmendem Gasgehalt unterscheidet man im Ruhrgebiet folgende Kohlengattungen: Flammkohle, Gasflammkohle, Gaskohle, Fettkohle, Eßkohle, Magerkohle, Anthrazit. Die Fettkohle ist die eigentliche Kokskohle; sie ist eine backende Kohle, die schmilzt und harten Koks liefert. Wegen des Backens ist die Fettkohle schwieriger zu stochen als Gaskohle und Gasflammkohle einerseits und Eßkohle und Magerkohle anderseits.

Nach der Sortierung unterscheidet man im Ruhrgebiet:

Förderkohle	mit etwa 30% Stücken
Melierte Kohle.	„ „ 45% „
Stückkohle I, II, III.	abgesiebt über 80, 50 oder 35 mm
Gewaschene Nußkohle I	etwa 50/80 mm Korngröße
„ „ II.	„ 30/50 „ „
„ „ III	„ 15/30 „ „
„ „ IV	„ 10/15 „ „
„ „ V.	„ 7/10 „ „

Was aus der geförderten Kohle an verlesenen, gesiebten, gewaschenen Kohlen, an Koks und Nebenprodukten usw. auf einer Zeche gewonnen wird, die mit Wäsche und Kokerei ausgerüstet ist, zeigt Abb. 21[1]. Es fallen an „minderwertigen“ Brennstoffen[2]:

	Aschengehalt %	Wassergehalt %	Heizwert kcal/kg
Mittelgut.	7—40	6—20	6700—4400
Schlammkohle	10—20	15—30	6500—4500
Waschberge	40—60	15—20	4000—2000
Koksgrus (Koksasche) . .	20—25	10—20	5500—4500

Mittelgut wird aus mit Kohle durchwachsenen Bergen gewonnen, die gebrochen und nachgewaschen werden. Koksgrus ist der Abrieb, den der Koks beim Verladen erleidet. Schlammkohle gemischt mit Koksgrus brennt gut. Ebenso ist eine Mischung von Mittelgut, Schlammkohle und Koksgrus gut verwendbar. Da die minderwertigen Brennstoffe keine Transportkosten tragen können, werden sie unter den Dampfkesseln der Zeche verbrannt.

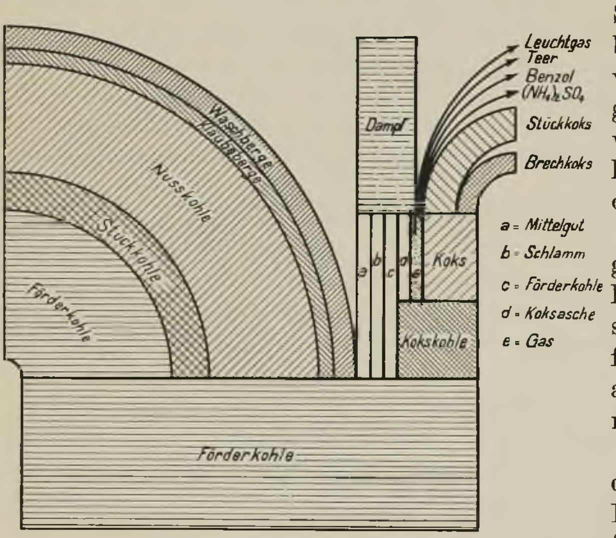


Abb. 21.

Steinkohlenbriketts werden aus magerer Gruskohle unter Zusatz von Steinkohlenteerpech hergestellt. Kohlenstaub, der seit einer Reihe von Jahren für Feuerungen verwendet wird, fällt als Abfall oder wird aus Kohle gemahlen.

Koks wird als fester Brennstoff bei der Destillation der Steinkohle unter Luftabschluß gewonnen. Fettkohle liefert dabei als Hauptprodukt den sehr harten und festen Hütten- oder Zechenkoks, der vorzugsweise bei der Eisenverhüttung Verwendung findet, während Gaskohle hauptsächlich Gas und den sogenannten Gaskoks nur als Nebenprodukt ergibt. Die Verwendungsmöglichkeit von Gaskoks ist wegen seiner geringen Festigkeit beschränkt; für Hüttenzwecke ist er unbrauchbar.

---

[1] Nach Schulte: Glückauf 1921, S. 144. [2] Nach Schulte: Z.V. d. I. 1921, S. 366.

Magere Kohlen werden in hoher Schicht verfeuert, haben kurze Flamme und verbrennen rauchschwach. Gaskohlen sind in niedrigerer Schicht zu verfeuern, haben lange Flamme und entwickeln starken Rauch. Dazwischen stehen die Fettkohlen; Fettkohlen backen, so daß das Feuer immer wieder aufgebrochen werden muß. Was über die Rauchentwicklung gesagt ist, gilt für Stochfeuerungen. Wanderrostfeuerungen sind weit günstiger.

Neben den Steinkohlen spielen in Deutschland die Braunkohlen eine wichtige Rolle. Die rohe Braunkohle enthält viel Wasser und ihre Heizkraft ist deshalb gering. Die rohe Braunkohle verträgt aus diesem Grunde keine Transportkosten und wird entweder in der Nähe ihres Gewinnortes verbraucht oder zu Briketts verarbeitet, die mäßige Feuchtigkeit und deshalb mehrfach höhere Heizkraft besitzen als die rohe Braunkohle.

Holz und Torf kommen für die Zechen kaum in Frage. Über Zusammensetzung, Heizwert usw. der festen Brennstoffe, siehe Zahlentafel 7 (S. 34).

18. Flüssige Brennstoffe. Erdöl, seine Destillate und Rückstände (Masut), ferner Teeröle bestehen fast nur aus Brennbarem (C und H) und haben sehr hohe Heizkraft (ca. 10000 kcal/kg); sie verbrennen fast rauchlos und ohne Rückstände. In Deutschland werden diese Öle sehr selten unter dem Kessel verbrannt, weil sie zu wertvoll sind. In der überseeischen Schiffahrt wird aber Öl in steigendem Maße zur Kesselfeuerung benutzt. Bekannt ist die Benutzung des Masuts, des hochsiedenden Rückstandes bei der Raffinerie von Erdöl, für Feuerungen aller Art. Besser als unter dem Kessel werden die Öle in Dieselmaschinen ausgenutzt. Über Zusammensetzung, Heizwert usw. siehe Zahlentafel 7 (S. 34).

19. Gasförmige Brennstoffe. Die gasförmigen Brennstoffe werden nach ihrer Herstellung unterschieden als Produkte der Entgasung (Verkokung) und der Vergasung (Generatorprozeß). Bei der Entgasung werden die flüchtigen Bestandteile von dem festen Brennstoff getrennt. Das entstehende Leuchtgas und Kokereigas besteht nur aus brennbaren Gasen, größtenteils aus Methan und anderen schweren Kohlenwasserstoffen, die seinen außerordentlich hohen Heizwert bedingen (4000 bis 5000 kcal/m³). Gegenüber der Entgasung bezweckt die Vergasung (Generatorprozeß), den gesamten festen Brennstoff in gasförmigen Brennstoff überzuführen, indem man den Kohlenstoff mit Luftsauerstoff (Luftgas) oder mit dem Sauerstoff von Wasserdampf (Wassergas) in brennbares Kohlenoxyd umwandelt. Gleichzeitige Anwendung beider Prozesse liefert das Mischgas. Die brennbaren Bestandteile der Generatorgase sind hauptsächlich Kohlenoxyd und Wasserstoff. Der Heizwert ist um so geringer, je größer der Gehalt an Kohlensäure und Stickstoff ist.

Ein den Generatorgasen ähnliches Gas ist das Gichtgas der Hochöfen, welches im Hüttenwesen von überragender Wichtigkeit ist. Die Hochöfen liefern so viel überschüssige Gase, daß sie bei zweckmäßiger Ausnutzung den ganzen Kraftbedarf des Hochofenwerkes und der angeschlossenen Stahl- und Walzwerkbetriebe decken. Gichtgas hat nur geringen Heizwert; es ist ein „armes“ Gas, weil es nur zu einem Drittel aus Brennbarem besteht. Dafür braucht es bei der Verbrennung wenig Luft, so daß das brennbare Gasgemisch annähernd ebensoviel Wärme entwickelt wie ein Gemisch aus einem Gas von hohem Heizwert mit der erforderlichen viel größeren Luftmenge.

Die gasförmigen Brennstoffe oder Brenngase werden sowohl in Feuerungen als auch in Gasmaschinen ausgenutzt.

Unter „Abhitze“ versteht man verbrannte Gase, die aus einer Feuerung oder aus einem Ofen mit so hoher Temperatur abziehen, daß sie noch zweckmäßig in einer weiteren Feuerung ausgenutzt werden. Auch die heißen Abgase von Verbrennungsmaschinen nutzt man in Abhitzedampfkesseln aus.

Über Zusammensetzung, Heizwert usw. siehe die Zahlentafel 8 (S. 34).

20. Der Heizwert der Brennstoffe. Der Heizwert eines festen oder flüssigen Brennstoffes ist die Wärme, die er für 1 kg bei vollkommener Verbrennung und Abkühlung auf die Anfangstemperatur abgibt. Bei Gasen wird der Heizwert nicht in kcal/kg, sondern in kcal/m³ gemessen. Sind die Brennstoffe feucht oder enthalten sie Wasserstoff, so unter-

scheidet man einen oberen und einen unteren Heizwert. In den heißen Verbrennungsgasen ist nämlich sowohl das im Brennstoffe enthalten gewesene Wasser als das bei der Verbrennung des Wasserstoffes gebildete Wasser in Dampfform vorhanden. Die Verdampfungswärme wird aber nur frei, wenn man die Verbrennungsgase unter die Verflüssigungstemperatur abkühlt; nur dann kann man den „oberen", auf flüssiges Wasser bezogenen Heizwert ausnützen. Technisch lassen wir jedoch sowohl bei den Feuerungen wie bei den Verbrennungsmaschinen die verbrannten Gase so heiß[1] abziehen, daß das Wasser dampfförmig bleibt, und nur der „untere", auf Dampf bezogene Heizwert in Frage kommt. Als Heizwert schlechtweg ist also technisch immer der untere gemeint, während wissenschaftlich nur der obere in Betracht kommt. Der Unterschied zwischen beiden ist bei Braunkohlen wegen des hohen Wassergehaltes besonders groß.

Man bestimmt den Heizwert eines Brennstoffes mit dem Kalorimeter, wobei man den oberen Wert erhält. Den Heizwert von Gasgemischen, deren Zusammensetzung man kennt oder ermitteln kann, kann man errechnen. Es ist aber bequemer, anstatt erst die Zusammensetzung des Gasgemisches zu bestimmen, seinen Heizwert unmittelbar durch das Kalorimeter festzustellen. Bei festen Brennstoffen oder bei Ölen kann man auf Grund der Elementaranalyse den unteren Heizwert nach der sogenannten Verbandsformel rechnen:

$$H_u = 81\,\mathrm{C} + 290\left(\mathrm{H} - \frac{\mathrm{O}}{8}\right) + 25\,\mathrm{S} - 6\,\mathrm{W}.$$

Hierin bedeuten C, H, O, S und W die in Prozenten gerechneten Gewichtsanteile des im Brennstoff enthaltenen Kohlenstoffs, Wasserstoffs, Sauerstoffs, Schwefels und Wassers. Den im Brennstoff nachgewiesenen O hält man an H gebunden, so daß 1 kg O $^1/_8$ kg H unwirksam macht und der verfügbare H-Gehalt $= \mathrm{H} - \frac{\mathrm{O}}{8}$ ist.

Für Gaskohle z. B. mit 74% C, 5% H, 10% O, 1% S, 4% Wasser und 6% Asche ergibt sich demgemäß der untere Heizwert.

$$H_u = 81 \cdot 74 + 290 \cdot \left(5 - \frac{10}{8}\right) + 25 \cdot 1 - 6 \cdot 4 = 7080\,\mathrm{kcal/kg}\,.$$

In den Zahlentafeln 7 (S. 34) und 8 (S. 34) sind Angaben über den Heizwert von Brennstoffen enthalten.

Es war schon früher darauf hingewiesen, daß der Heizwert eines Brennstoffes in der Hauptsache davon abhängt, wie groß sein brennbarer Anteil ist. Deshalb genügt es vielfach, zur laufenden Kontrolle von Kohlenlieferungen den Aschegehalt und den Wassergehalt festzustellen.

21. Der Luftbedarf für die Verbrennung fester und flüssiger Brennstoffe. Die Luftüberschußzahl. 1 kg C braucht bei der Verbrennung zu CO_2 2,67 kg O, 1 kg H braucht bei der Verbrennung zu H_2O 8 kg O, 1 kg S braucht bei der Verbrennung zu SO_2 1 kg O. In 1 kg Luft sind 0,23 kg O enthalten. Enthält der Brennstoff dem Gewichte nach C% Kohlenstoff, H% Wasserstoff, S % Schwefel[2] und O% Sauerstoff, so braucht man unter Berücksichtigung des im Brennstoff enthaltenen Sauerstoffes, um 1 kg Brennstoff zu verbrennen, theoretisch die Luftmenge

$$L_0 = \frac{2{,}67\,\mathrm{C} + 8\,\mathrm{H} + \mathrm{S} - \mathrm{O}}{23}\,\mathrm{kg}$$

oder

$$L_0 = \frac{2{,}67\,\mathrm{C} + 8\,\mathrm{H} + \mathrm{S} - \mathrm{O}}{30}\,\mathrm{m^3}\ (\text{bei } 0^0 \text{ und } 760\,\mathrm{mm}).$$

Je heizkräftiger der Brennstoff, um so mehr Luft braucht er für die Verbrennung. Überschläglich rechnet man für je 1000 kcal Heizwert 1,1 m³ Mindestluftbedarf. Eine

[1] Die Verflüssigungstemperatur liegt meist erheblich unter 100°; denn die Verflüssigung kann erst beginnen, wenn die dem Dampfgehalt der Rauchgase entsprechende Sättigungstemperatur unterschritten ist.

[2] Der Schwefelgehalt spielt bei den vorliegenden Rechnungen eine so geringe Rolle, daß man ihn vernachlässigen kann.

Steinkohle z. B., die 79 % C, 5 % H, 1 % S und 7 % O besitzt, dabei 7600 kcal Heizwert hat, braucht theoretisch $\frac{2{,}67 \cdot 79 + 8 \cdot 5 + 1 - 7}{30} = 8{,}16$ m³ Luft (bei 0° und 760 mm). Auf Grund des Heizwertes ist der Luftbedarf auf $7{,}6 \cdot 1{,}1 = 8{,}35$ m³ zu schätzen.

Mit dem theoretischen Luftbedarf kommt man in Wirklichkeit nicht aus; in den Abgasen wäre noch Unverbranntes, insbesondere CO. Deshalb muß man mit Luftüberschuß feuern. Das Verhältnis der wirklich gebrauchten Luftmenge L zur theoretischen Luftmenge L_0, also $\frac{L}{L_0}$ heißt Luftüberschußzahl und wird mit λ bezeichnet. Bei der Verbrennung von Gasen, Ölen, Kohlenstaub genügt $\lambda = 1{,}2$ bis $1{,}3$; bei der Verbrennung fester Brennstoffe muß aber $\lambda = 1{,}5$ bis 2 sein. Für Steinkohle ist demnach der praktische Luftbedarf bei $\lambda = 1{,}5$ gleich 12,24 m³/kg oder 10 kg/kg und bei $\lambda = 2$ gleich 16,32 m³/kg oder 13,3 kg/kg ($\gamma_{Luft} = 1{,}2$ kg/m³ gerechnet). Selbstverständlich darf der Luftüberschuß auch nicht zu groß sein; je größer er ist, um so niedriger wird die Verbrennungstemperatur, um so schlechter wird die Wärme ausgenutzt. Man kann den Luftüberschuß aus dem CO_2-Gehalt der Rauchgase bestimmen, und es ist eine sehr wichtige Aufgabe, die Feuerung so zu überwachen, daß der Luftüberschuß möglichst klein wird, ohne daß Unverbranntes mit den Rauchgasen abzieht. 1 % CO-Gehalt in den Rauchgasen bedeutet etwa 5 % Brennnstoffverlust, einen größeren Verlust, als wenn der CO_2-Gehalt infolge größeren Luftüberschusses 4 bis 5 % kleiner wird. Vgl. Abb. 23.

22. Die Zusammensetzung der Rauchgase. Die Zusammensetzung der Rauchgase ergibt sich aus ihrer Entstehung. Im trockenen Teil der Rauchgase, der für die chemische Analyse allein in Betracht kommt, finden sich die gebildete Kohlensäure, der Stickstoff der Verbrennungsluft (nebst dem im Brennstoff enthalten gewesenen Stickstoff) und der überschüssige Sauerstoff. Der Rest ist Wasserdampf, herrührend von dem im Brennstoff vorhanden gewesenen Wasser und dem durch die Verbrennung des Wasserstoffes gebildeten Wasser.

Für die Beurteilung der Verbrennung ist, wie gesagt, der CO_2-Gehalt der trockenen Rauchgase von besonderer Bedeutung. Am einfachsten ist die Verbrennung reinen Kohlenstoffes zu übersehen. Es verbindet sich 1 kg C mit 1,87 m³ O zu 1,87 m³ CO_2 (bezogen auf 0° und 760 mm). Die gebildete Kohlensäure, die erheblich schwerer ist als Luft, ersetzt dem Raume nach den verbrannten Sauerstoff. Bei vollkommener Verbrennung mit der theoretischen Luftmenge L_0, d. h. für $\lambda = 1$ enthalten die Rauchgase des verbrannten Kohlenstoffes dem Raume nach 21 % CO_2 und 79 % N. Im folgenden ist der Raumanteil der Kohlensäure, in Prozenten gerechnet, mit k bezeichnet. Bei der Verbrennung von C ist also $k_{max} = 21$. Für $\lambda = 2$ wird k nur 10,5; außerdem findet sich überschüssig ein O-Gehalt von 10,5 %. Für $\lambda = 3$ wird $k = 7$ und der O-Gehalt = 14 %. Technisch ist die umgekehrte Rechnung wichtig: nämlich aus dem durch die Analyse festgestellten Werte von k, der den CO_2-Gehalt der Rauchgase in Raumprozenten bedeutet, die Luftüberschußzahl zu bestimmen. Man erhält für die Verbrennung reinen Kohlenstoffes $\lambda = \frac{21}{k}$. Das gilt aber nicht für die technisch angewendeten Brennstoffe, da diese sämtlich Wasserstoff enthalten, für dessen Verbrennung ebenfalls Luft zuzuführen ist. Ist der Wasserstoffgehalt = H, so ist unter Berücksichtigung des im Brennstoff vorhandenen O für den Anteil H − O/8 Verbrennungsluft erforderlich. Deren Stickstoff tritt zu den trockenen Rauchgasen, so daß k_{max} unter 21 sinkt, um so mehr, je größer H − O/8 ist. Die Luftüberschußzahl λ ist jetzt (angenähert) aus der Beziehung zu rechnen: $\lambda = \frac{k_{max}}{k}$.

Man kann k_{max} für jeden Brennstoff aus seiner Zusammensetzung berechnen, indem man die gebildete Kohlensäure mit dem gesamten Volumen der trocknen Rauchgase vergleicht. Unmittelbar ergibt sich k_{max} aus der Siegertschen Formel:

$$k_{max} = \frac{21}{1 + 2{,}4 \cdot \frac{H - O/8}{C}}.$$

Für Koks ist k_{max} etwa 20,5; für Steinkohlen und Braunkohlen ist k_{max} im Mittel 18,6; für Teeröl ist k_{max} etwa 17,6. Ferner sei schon hier bemerkt, daß für Koksofengas wegen seines hohen Wasserstoffgehaltes k_{max} nur 11 bis 12 ist. Bei Gichtgas dagegen, das schon einen beträchtlichen CO_2-Gehalt mitbringt, ist $k_{max} = 24$. Vgl. die Zahlentafeln 7 (S. 34) und 8 (S. 34).

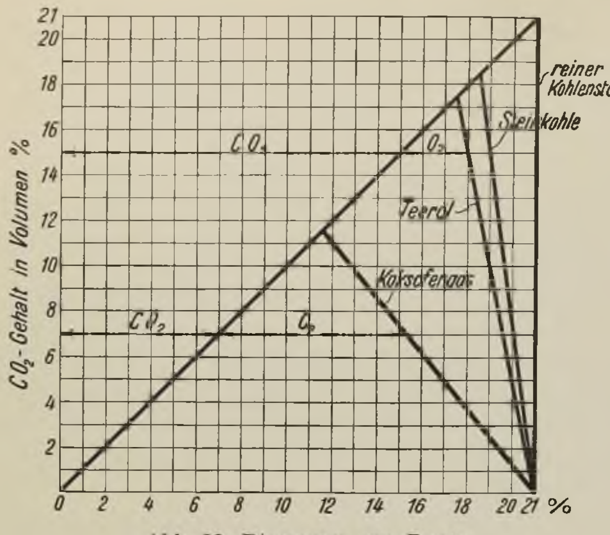


Abb. 22. Diagramm von Bunte.

Für die Beurteilung der Verbrennung ist auch der bequem feststellbare O-Gehalt der Rauchgase von Bedeutung. Bei vollkommener Verbrennung reinen Kohlenstoffes betragen nämlich CO_2-Gehalt und O-Gehalt zusammen immer 21 %. Für Steinkohlen, Teeröl, Koksofengas usw. kann man den O-Gehalt, der jeweilig dem CO_2-Gehalt zugeordnet ist, aus dem Diagramm von Bunte, Abb. 22 entnehmen. Ist der tatsächliche O-Gehalt kleiner, so ist auf unvollkommene Verbrennung zu schließen.

Um die Zusammensetzung der Rauchgase zu bestimmen, verwendet man den Orsat-Apparat[1], mit dem man den Gehalt an CO_2, O und CO feststellt. Zur laufenden Überwachung der Feuerung hat man selbsttätige, schreibende Rauchgasprüfer, die etwa alle 5 Minuten eine Probe entnehmen und deren CO_2-Gehalt oder außerdem den O-Gehalt bestimmen und verzeichnen.

23. Die Menge der Rauchgase. Der Schornsteinverlust. Sind C, H, W die Gewichtsanteile von Kohlenstoff, Wasserstoff und Wasser im Brennstoffe, wieder in Prozenten gerechnet, und ist k der in Prozenten gerechnete Raumgehalt der Kohlensäure in den Rauchgasen, so liefert 1 kg Brennstoff

$$\frac{1{,}87\,C}{k}\ \text{m}^3 \text{ (bei } 0^0 \text{ und } 760 \text{ mm) trockene Rauchgase}$$

und $\frac{9\,H + W}{80{,}4}$ m³ (bei 0° und 760 mm) oder $\frac{9\,H + W}{100}$ kg Wasserdampf.

Bei höheren Temperaturen ist das Volumen der Rauchgase im Verhältnisse der absoluten Temperaturen größer. Bei 273° C z. B., einer Temperatur, wie sie in dem Schornsteine vorkommt, ist das Volumen doppelt so groß als bei 0° C.

Bei der Berechnung des Schornsteinverlustes, d. h. des Wärmeverlustes durch die abziehenden Rauchgase ist es üblich, die trockenen Rauchgase in m³ zu rechnen und ihre spezifische Wärme = 0,32 kcal/m³ zu setzen. Der Wasserdampf der Rauchgase wird aber in kg gerechnet, und seine spezifische Wärme ist 0,5 kcal/kg. Mithin ist der Wärmeverlust für 1 kg Brennstoff, wenn die Verbrennungsluft mit t^0 C eintritt, und die Rauchgase mit T^0 C abziehen,

$$\mathfrak{V} = (T - t) \cdot \left(\frac{0{,}32 \cdot 1{,}87\,C}{k} + 0{,}5 \cdot \frac{9\,H + W}{100}\right) \text{kcal}\,^*.$$

Kennt man die Zusammensetzung der Steinkohle nicht, so ist es üblich, den Wärmeverlust nach der Siegertschen Formel zu rechnen (und zwar nicht in kcal, sondern in Prozenten).

$$\mathfrak{V} = 0{,}65\,\frac{T - t}{k}\ \%\,.$$

[1] Vgl. wegen des Orsat und wegen schreibender Rauchgasprüfer den Abschnitt Meßkunde.

* In dieser Formel bedeuten wie früher C, H, W die Gewichtsanteile von Kohlenstoff, Wasserstoff und Wasser in Prozenten, während k der Raumanteil in Prozenten der Kohlensäure in den Rauchgasen ist.

Bei roher Braunkohle ist der Verlust größer, weil die Rauchgase mehr Wasserdampf enthalten: Man mache auf die nach der Siegertschen Formel gerechneten Werte 20% Zuschlag. Aus dem Diagramm Abb. 23 ist der Zusammenhang der drei Größen $\mathfrak{B}$, $T - t$ und k nach der Siegertschen Formel bequem abzugreifen. Man sieht, daß man auch unter günstigen Verhältnissen den Schornsteinverlust nur wenig unter 10% herunterdrücken kann.

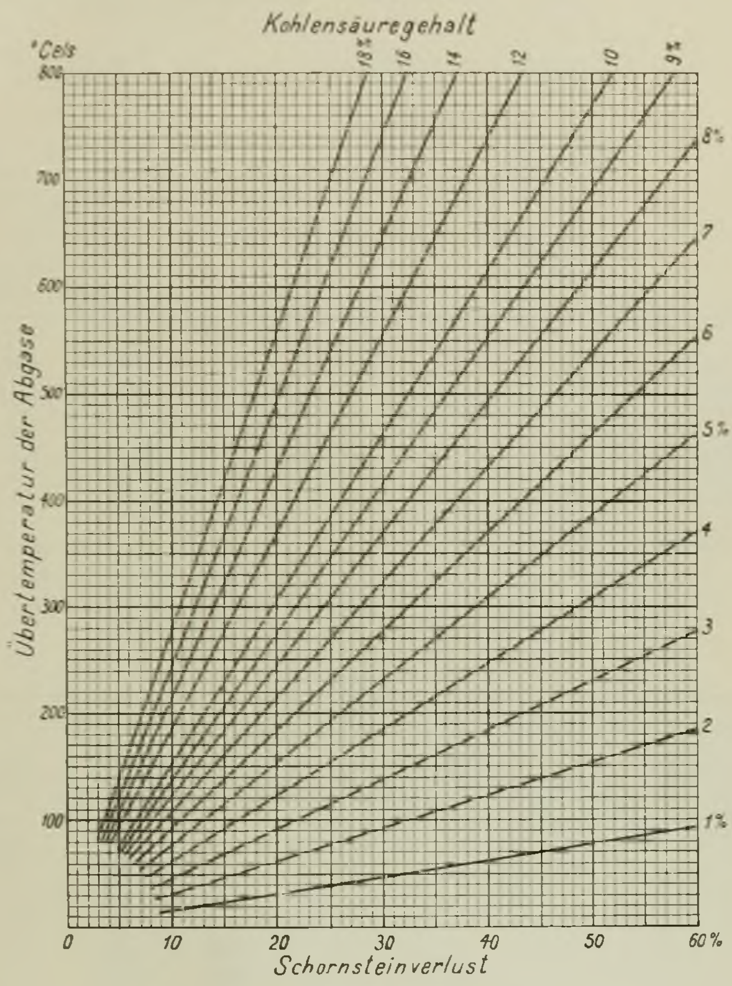


Abb. 23. Schornsteinverlust bei Steinkohle.

Beispiele.

1. Eine Steinkohle enthält 79% C, 5% H und 3% Wasser; ihr Heizwert ist 7600 kcal/kg. $T = 220^0$ C, $t = 20^0$ C. Der CO_2-Gehalt der Rauchgase ist 12%, also $k = 12$. Wie groß ist der Wärmeverlust durch die abziehenden Rauchgase?

$$\mathfrak{B} = (220 - 20)\left(\frac{0{,}32 \cdot 1{,}87 \cdot 79}{12} + 0{,}5 \cdot \frac{9 \cdot 5 + 3}{100}\right) + 838 \text{ kcal}.$$

Das sind $\frac{838}{7600} = 11\%$. Nach der Siegertschen Formel ergibt sich

$$\mathfrak{B} = 0{,}65 \cdot \frac{220 - 20}{12} = 10{,}8\%.$$

2. Eine Braunkohle enthält 30% C, 3% H und 50% Wasser. Ihr Heizwert ist 2700 kcal/kg. $T = 320^0$ C, $t = 20^0$ C. Der CO_2-Gehalt der Rauchgase ist 10%, also $k = 10$. Wie groß ist der Wärmeverlust durch die abziehenden Rauchgase?

$$\mathfrak{B} = (320 - 20)\left(\frac{0{,}32 \cdot 1{,}87 \cdot 30}{10} + 0{,}5 \cdot \frac{9 \cdot 3 + 50}{100}\right) = 654 \text{ kcal}.$$

Das sind $\frac{654}{2700} = 24{,}2\%$. Für Steinkohlen würde man dem Diagrammbild einen Verlust von etwa 20% entnehmen, so daß man mit dem für Braunkohlen etwa zutreffenden Zuschlage von 20% auf ungefähr denselben Wert kommt wie die genauere Rechnung.

24. Zusammenstellung wichtiger Zahlen über feste, flüssige und gasförmige Brennstoffe. Zahlentafel 7 enthält für eine größere Zahl fester und flüssiger Brennstoffe Angaben über die mittlere Zusammensetzung, den Heizwert, den theoretischen Luftbedarf und den höchstmöglichen CO_2-Gehalt.

Zahlentafel 8 enthält entsprechende Angaben über eine Anzahl technisch wichtiger Gase.

Zahlentafel 7.

Brennstoff	Gewichtsanteile in %						Unterer Heizwert	Theoretischer Luftbedarf für 1 kg Brennstoff		Höchstmöglicher CO_2-Gehalt der Rauchgase in %
	C	H	O + N*	S	Wasser	Asche	kcal/kg	kg	m^3 (0°, 760 mm)	k_{max}
Holz, lufttrocken	40	5	35	—	18	2	3400	4,9	3,75	20
Jüngere deutsche Braunkohle	24	2	10	—	60	4	1850	3,03	2,34	19,5
Ältere deutsche Braunkohle	30	3	10	1	50	6	2700	4,2	3,17	18,4
Braunkohlenbriketts	54	4	19	1	14	8	4800	6,8	5,3	19,0
Gaskohle	73	5	10	1	3	7	7000	9,7	7,4	18,6
Westfälische Fettkohle	79	5	7	1	2	6	7600	10,5	8,1	18,5
Gaskoks, lufttrocken[1]	84	1	2	1	2	10	7030	10,1	7,8	20,5
Zechenkoks, lufttrocken[1]	88	0,5	1,5	1	1	8	7230	10,4	8,0	20,5
Anthrazit	87	3	3	1	1	5	7700	10,1	7,8	19,5
Benzin (rein	85	15	—	—	—	—	10200	15	11,6	14,8
Benzol (rein)	92	8	—	—	—	—	9600	13,3	10,2	17,3
Gasöl	85	13,5	1	0,5	—	—	10000	14,5	11,2	15,2
Teeröl	90	7	2,5	0,5	—	—	9000	12,8	9,9	17,6

Zahlentafel 8.

Gasart	Raumteile in %						Heizwert von 1 m^3 (0°, 760 mm)		Spezifisches Gewicht		Theoretischer Luftbedarf
	H_2	CO	CH_4	C_mH_n	CO_2	N_2	oberer	unterer	Luft = 1	kg/m^3 (0°, 760 mm)	m^3/m^3
Kohlenoxyd CO	—	100	—	—	—	—	3050	—	0,97	1,25	2,38
Wasserstoff H_2	100	—	—	—	—	—	3070	2570	0,07	0,09	2,38
Methan CH_4	—	—	100	—	—	—	9470	8510	0,56	0,72	9,53
Leuchtgas	51	8	32	4	2	3	5500	5000	0,40	0,52	5,03
Koksofengas	50	8	29	4	2	7	5150	4600	0,41	0,53	4,72
Wassergas	49	42	0,5	—	5	3,5	2820	2600	0,55	0,71	2,21
Mischgas	12	28	3	—	3	54	1540	1450	0,87	1.13	1,24
Luftgas	6	23	3	—	5	63	1200	1150	0,92	1,19	0,98
Gichtgas	4	28	—	—	8	60	970	950	0,97	1,25	0,76

Wird ein brennbares Gas mit soviel Luft gemischt, wie für die Verbrennung erforderlich ist ($\lambda = 1$), so haben diese Gemische aus Luft und einem der nachgenannten Gase bei 0°, 760 mm folgenden unteren Heizwert:

Kohlenoxyd CO	900 kcal/m^3	Wassergas	810 kcal/m^3
Wasserstoff H_2	760 „	Mischgas	650 „
Methan CH_4	810 „	Luftgas	580 „
Leuchtgas	830 „	Gichtgas	540 „
Koksofengas	805 „		

* N wird mit 1% angesetzt.

[1] Koks saugt leicht Wasser auf, bis zu 25%, und sein Heizwert sinkt dann entsprechend.

III. Allgemeines über Dampfkesselanlagen.

25. Gesetzliche und behördliche Bestimmungen über Anlage und Betrieb von Landdampfkesseln[1]. Nach der Reichsgewerbeordnung muß die Anlegung von Dampfkesseln von den nach den Landesgesetzen zuständigen Behörden genehmigt werden. Die Behörde hat zu prüfen, ob die vom Bundesrat (1908) erlassenen Allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln erfüllt sind. Wird eine wesentliche Änderung an der Dampfkesselanlage vorgenommen, so ist eine neue Genehmigung erforderlich. Zu diesen reichsgesetzlichen Bestimmungen sind von den einzelnen Bundesstaaten besondere Ausführungsbestimmungen erlassen. Für Preußen gilt die Anweisung betreffend die Genehmigung und Untersuchung der Dampfkessel (abgekürzt: Kesselanweisung) vom 16. Dezember 1909.

Aus den Bestimmungen ist folgendes hervorzuheben: Die Feuerzüge müssen, von Ausnahmen abgesehen, an ihrer höchsten Stelle mindestens 100 mm unter dem festgesetzten niedrigsten Wasserstand liegen. Jeder Dampfkessel oder jede Dampfkesselbatterie muß mit zwei zuverlässigen, voneinander unabhängigen Speisevorrichtungen versehen sein, von denen jede allein doppelt soviel Wasser in den Kessel zu drücken vermag, wie er normal verdampft. In der Speiseleitung muß ein Sicherheitsventil und möglichst nahe am Kessel ein Speiseventil (Rückschlagventil) angebracht sein, und zwischen Kessel und Speisevorrichtung muß eine Absperrvorrichtung angeordnet sein. Ferner sind für jeden Kessel erforderlich: ein Dampfabsperrventil, eine Ablaßvorrichtung, zwei Wasserstandvorrichtungen, von denen eine ein Wasserstandglas sein muß, ein Sicherheitsventil, ein Manometer nebst Kontrollflansch und schließlich das Fabrikschild. Der festgesetzte niedrigste Wasserstand ist an der Kesselwandung zu vermarken und am Wasserstandglas durch einen Zeiger kenntlich zu machen.

Vor der Inbetriebsetzung unterliegt jeder Kessel der Bauprüfung; ferner ist er der Wasserdruckprobe zu unterziehen, die bis zu 10 at Überdruck mit dem 1,5fachen des beabsichtigten Überdruckes, über 10 at mit einem Mehr von 5 at über den beabsichtigten Überdruck vorgenommen wird. Die endgültige Abnahmeprüfung erfolgt unter Dampf mit dem Betriebsdruck. Die Kesselpapiere, d. h. die Genehmigungsurkunde nebst den Bescheinigungen über Bauprüfung, Druckprobe und Abnahme des Kessels sind an der Betriebsstätte des Kessels aufzubewahren. Im Betriebe unterliegt der Kessel regelmäßigen technischen Untersuchungen (§ 31 der Kesselanweisung). Die regelmäßige äußere Untersuchung findet alle 2 Jahre an dem im Betrieb befindlichen Kessel statt, die regelmäßige innere Untersuchung alle 4 Jahre am stillgelegten Kessel, die regelmäßige Wasserdruckprobe mindestens alle 8 Jahre, möglichst im Zusammenhang mit einer inneren Untersuchung.

Eine Dampfkesselexplosion liegt vor (§ 43 der Kesselanweisung), wenn die Wandung eines Kessels durch den Dampfkesselbetrieb eine Trennung in solchem Umfange erleidet, daß durch Ausströmen von Wasser und Dampf ein plötzlicher Ausgleich der Spannungen innerhalb und außerhalb des Kessels stattfindet. Der Kesselbesitzer hat jede Explosion dem zuständigen Staatsbeamten und seinem Dampfkesselüberwachungsverein unverzüglich mitzuteilen.

Die Prüfung und Überwachung der Kesselanlagen liegt hauptsächlich in Händen der Dampfkesselüberwachungsvereine, die ihre Tätigkeit innerhalb eines vom Minister für Handel und Gewerbe festgesetzten Aufsichtsbezirkes ausüben. Die Zechen im Oberbergamtsbezirke Dortmund haben einen besonderen Dampfkesselüberwachungsverein mit dem Sitz in Essen („Verein zur Überwachung der Kraftwirtschaft der Ruhrzechen").

26. Der Zusammenhang einer Dampfkraftanlage. In Abb. 24 ist schematisch eine neuzeitliche Kraftanlage dargestellt. Die Kohle rutscht aus dem Bunker *Bu* zur Feuerung

[1] Die für Preußen geltenden Bestimmungen sind in Jaeger: Bestimmungen über Anlegung und Betrieb von Dampfkesseln, Berlin: Carl Heymann, zusammengestellt und erläutert.

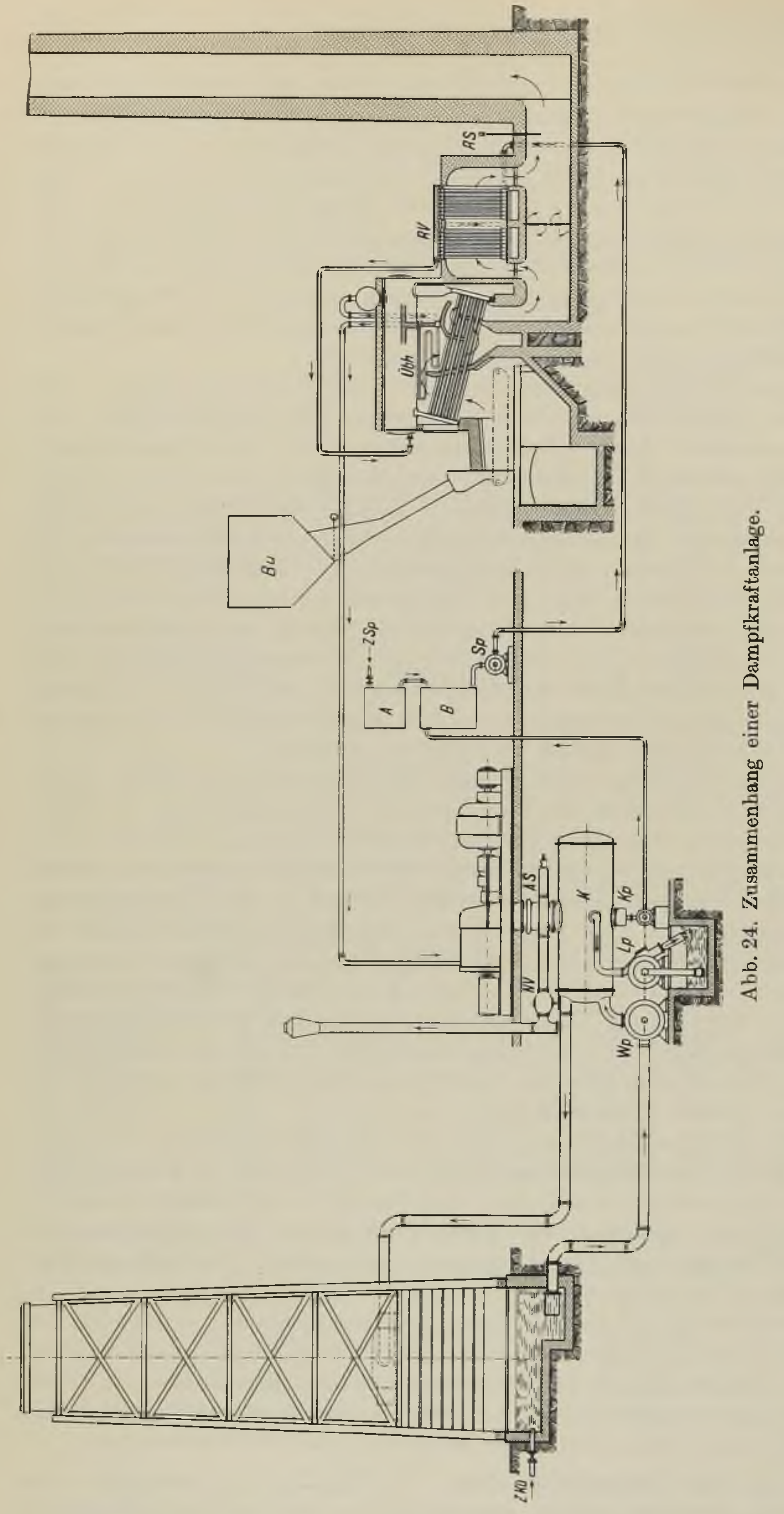


Abb. 24. Zusammenhang einer Dampfkraftanlage.

nieder und wird auf dem Roste verbrannt. Die Verbrennungsluft wird durch den Kamin angesaugt. Die Verbrennungsgase bestreichen die Heizfläche des Kessels und des eingebauten Überhitzers und ziehen durch den Rauchgasvorwärmer *RV* zum Schornstein.

Das Speisewasser wird in *A* gereinigt und tritt in den Behälter *B*. Aus diesem holt es die Speisepumpe und drückt es durch den Rauchgasvorwärmer in den Kessel. Meist wird das Speisewasser schon vor der Speisepumpe etwas vorgewärmt, damit es mit mindestens 40° in den Rauchgasvorwärmer tritt, wo es weiter bis annähernd auf die Sattdampftemperatur vorgewärmt wird. Der im Kessel erzeugte Dampf wird im Überhitzer *Übh* erhitzt und strömt zur Dampfturbine, wo seine Energie, allerdings nur zu einem Bruchteile, in Arbeit umgesetzt wird. Der auf sehr geringen Druck entspannte Dampf wird im Oberflächenkondensator *K* niedergeschlagen, und das Kondensat, das das beste Speisewasser darstellt, wird durch die Kondensatpumpe *Kp* in den Speisewasserbehälter *B* zurückgepumpt, wo es seinen Kreislauf von neuem beginnt. Nur was an Speisewasser durch Undichtheiten usw. verloren geht, ist zu ersetzen. Nur dieses Zusatzspeisewasser *ZSp*, dessen Menge 5 bis 10 % der gesamten Speisewassermenge beträgt, ist zu reinigen.

Um den Dampf im Kondensator niederzuschlagen, sind große Kühlwassermengen nötig. Wenn man diese nicht einem Flusse entnehmen kann, muß man das Kühlwasser im Kreislauf verwenden und es zu diesem Zwecke rückkühlen. Die Kühlwasserpumpe *Wp* drückt das Kühlwasser durch den Kondensator auf den Kühlturm, wo es ein Gradierwerk niederrieselnd und dabei zu einem geringen Teile verdunstend rückgekühlt wird. Was an Kühlwasser durch Verdunstung und durch Undichtheiten verloren geht, muß ersetzt werden. Die Zusatzkühlwassermenge *ZKü* ist im Sommer größer als im Winter und ist meist etwas größer als die Speisewassermenge.

Abb. 25 zeigt die Kesselanlage selbst. Es ist eine Wasserröhrenkesselanlage dargestellt, die mit Wanderrostfeuerung, Überhitzern, Rauchgasvorwärmern, Kohlenbunkern und Aschenspülung ausgerüstet ist [1]. Zwecks Verbrennung minderwertiger Brennstoffe ist Unterwind vorgesehen. Das Speisewasser tritt bei *WE* in den Rauchgasvorwärmer ein und bei *WA* tritt es aus. Soll der Rauchgasvorwärmer ausgeschaltet werden, so muß man die abziehenden Rauchgase durch den Umführungskanal leiten.

Abb. 25. Wasserröhrenkesselanlage mit Rauchgasvorwärmern.

27. Die Hauptteile der Dampfkessel. Die Dampfkessel bestehen aus dem eigentlichen Kessel, der Feuerung, der Einmauerung und den Armaturen. Bewegliche Kessel, wie Lokomotiv-, Lokomobil- und Schiffskessel haben keine Einmauerung. Meist sind die Kessel mit einem Überhitzer ausgerüstet; häufig sind sie mit einem Rauchgasvorwärmer verbunden.

---

[1] Vgl. Krönauer: Die neue Kraftanlage der Gewerkschaft König Ludwig. Glückauf 1920, S. 945.

Am Kessel unterscheidet man den Wasserraum und den Dampfraum, die allerdings, weil der Wasserstand schwankt, nicht scharf voneinander abgegrenzt sind. Der Raum zwischen niedrigstem und höchstem Wasserstand heißt Speiseraum.

Kesselheizfläche ist die auf der einen Seite vom Feuer, auf der anderen Seite vom Wasser (nicht vom Dampf) berührte Kesselfläche, die bei Landkesseln auf der Feuerseite gemessen wird. Die Größe der Heizfläche wird in m^2 angegeben; sie bildet zugleich ein Maß für die Kesselgröße. Überhitzerheizfläche und die Heizfläche des Rauchgasvorwärmers gehören nicht zur Kesselheizfläche, sondern werden für sich gerechnet.

An Feuerungen gibt es Feuerungen für feste Brennstoffe, Gasfeuerungen, Ölfeuerungen und Kohlenstaubfeuerungen. Die Feuerungen für feste Brennstoffe haben einen Rost, dessen Fläche in m^2 angegeben wird.

Mit der Einmauerung schließt man die Feuergase ein und bildet Feuerzüge. An die Kesseleinmauerung schließt sich der zum Schornstein führende Fuchs.

Die Kesselausrüstung oder die Kesselarmatur dient dazu, den Kessel zu bedienen und zu überwachen. Zur groben Armatur rechnet man den Rost, das Feuergeschränk, den Rauchschieber, die Kesselstühle, Mannlochverschlüsse usw. Zur feinen Armatur gehören die Speiseeinrichtung nebst Speiseventil und Absperrventil, das Sicherheitsventil, das Manometer, das Dampfabsperrventil, die Wasserstandzeiger und die Ablaßvorrichtung.

28. Die Kesselleistung. Die Heizflächenleistung. Die Bedeutung des Rauchgasvorwärmers. Luftvorwärmer. Unter Kesselleistung versteht man die vom Kessel stündlich erzeugte Dampfmenge in kg. Weil die Erzeugungswärme des Dampfes je nach dem Dampfdruck und je nach der Speisewassertemperatur sehr verschieden ist, so ist bei der Beurteilung der Kesselleistung die jeweilige Erzeugungswärme zu berücksichtigen, oder die Kesselleistung ist gemäß den neuen Versuchsregeln in Kilogramm Dampf von 640 kcal Erzeugungswärme (sog. Normaldampf, vgl. Ziffer 11) anzugeben. Die Kesselleistung für 1 m^2 Kesselheizfläche ist die Heizflächenleistung; diese liegt bei flottem Betriebe etwa zwischen 20 und 50 kg/h und mehr. Bei Wasserrohrkesseln mit Kohlenstaubfeuerung gelangt man bis 100 kg/h; beim Atmos-Kessel hat man sogar schon für 1 m^2 Heizfläche eine Leistung von 277 kg/h erreicht.

Je höher man die Leistung des Kessels treibt, um so stärker muß man feuern, um so größer muß auch der Rost sein. Die hohen Kesselleistungen der heutigen Wasserröhrenkessel sind erst möglich geworden, nachdem man sie mit Wanderrosten (für Steinkohle) oder Treppenrosten (für Braunkohle) ausgerüstet hat, die mehrmals größer sind als die von Hand bedienten Roste. Wo man keine große Rostfläche anordnen kann, muß man, um stärker zu feuern, den Zug künstlich verstärken, allerdings auf Kosten der Haltbarkeit der Feuerung.

Je stärker man feuert, je mehr man den Kessel anstrengt, um so heißer ziehen die Kesselgase ab. Das bedeutet beträchtlichen Verlust, den man bei Lokomotiven in Kauf nimmt, aber bei ortsfesten Kesseln nicht duldet. Um die zu heiß aus dem Kessel abziehenden Gase auszunützen, ordnet man hinter dem Kessel einen Rauchgasvorwärmer (Ekonomiser) an, mit dem man die Rauchgase bis auf 200^0 abkühlen kann. Der Rauchgasvorwärmer bedeutet eine beträchtliche Entlastung des Kessels. Wärmt er das Speisewasser, das durch ihn hindurch in den Kessel gedrückt wird, z. B. von 50^0 auf 150^0 vor, so braucht der Kessel für die Erzeugung des Dampfes etwa $^1/_6$ weniger Wärme aufzuwenden oder er vermag 20% mehr Dampf zu liefern, als wenn er keinen Rauchgasvorwärmer hätte. Deshalb erscheint bei einer Anlage mit Rauchgasvorwärmer der Kessel selbst zu günstig, wenn man die tatsächlich erzeugte Dampfmenge zugrunde legt; auf Normaldampf von 640 kcal bezogen, sind aber die Kesselleistungen in beiden Fällen vergleichbar. Da die Heizfläche des Rauchgasvorwärmers billiger als die Kesselheizfläche ist, außerdem wirksamer, da der Temperaturunterschied zu dem durchströmenden Speisewasser größer ist als der zum Kesselwasser, findet man häufig diese Verbindung des Kessels mit einem Rauchgasvorwärmer.

Bei den modernen Hochdruckkesseln führten allerdings die hohen Drücke zu einer Verteuerung der Ekonomiser, während gleichzeitig die Betriebssicherheit vermindert wurde. Daher wendet man heute vorteilhaft die Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf an und benutzt die Abgaswärme zur Vorwärmung der Verbrennungsluft. Die Abgase werden durch einen Luftvorwärmer geführt, in dem sie ihre Wärme an die Luft abgeben. Die Vorteile der Lufterhitzung sind verschiedener Art. Es werden erhebliche Abwärmemengen zurückgewonnen; die Verbrennung wird verbessert, so daß auch die Schwierigkeiten bei der Verfeuerung minderwertiger Brennstoffe geringer werden; Rost- und Heizflächenleistung können gesteigert werden. Vollkommene Ausnutzung der Abgaswärme führt bei Hochleistungskesseln zu übertrieben hohen, schädlichen Lufttemperaturen. Dann begnügt man sich mit geringerer Lufterhitzung (etwa 150^0) und verwertet die noch verfügbare Abgaswärme zur Speisewasservorwärmung in einem vor oder hinter den Lufterhitzer geschalteten Ekonomiser.

29. Die Leistung der Rostfläche. Bei flottem Betriebe werden auf 1 m^2 Rostfläche mit gewöhnlicher Zugstärke (von etwa 4 bis 8 mm Wassersäule über dem Rost) stündlich etwa 100 kg Steinkohle oder 150 bis 200 kg rohe Braunkohle auf dem Planroste verbrannt. Auf dem Treppenrost werden mit etwas stärkerem Zuge etwa 250 kg Braunkohle auf 1 m^2 Rostfläche verbrannt. Bei Lokomotivfeuerungen kommt man mit verstärktem Zuge auf stündlich 400 kg Steinkohle auf 1 m^2 Rostfläche[1]. Minderwertige feinkörnige Brennstoffe werden auf Unterwindfeuerungen verbrannt.

30. Die Verdampfungszahl. Die Verdampfungszahl gibt an, wieviel kg Dampf mit 1 kg Brennstoff erzeugt werden. In der Verdampfungszahl kommt die Güte des Kessels sowohl wie die Güte des Brennstoffs zum Ausdruck. Man legt „Normaldampf“[2] zugrunde, d. h. Dampf von 100^0, der aus Wasser von 0^0 gebildet ist und dessen Bildungswärme rd. 640 kcal ist. Ist der Kesselwirkungsgrad $= 0{,}64$ und hat die Kohle 7000 kcal Heizwert, so verdampft 1 kg Kohle $0{,}64 \cdot \frac{7000}{640} = 7$ kg Wasser. Für Braunkohle von 2000 kcal wäre bei demselben Wirkungsgrad die Verdampfungszahl $= 2$. Bei guter Kohle, z. B. von 7600 kcal, und hohem Kesselwirkungsgrad, z. B. von 80 %, erhält man eine entsprechend höhere Verdampfungszahl, nämlich $0{,}8 \cdot \frac{7600}{640} = 9{,}5$.

31. Der Wirkungsgrad der Kesselanlage. Der Brennstoff wird im Kessel unvollkommen ausgenutzt. Ein Bruchteil des Brennstoffes gelangt unverbrannt in die Herdrückstände, und die Abgase enthalten unter günstigen Bedingungen immer noch 1 bis 2 % Ruß, sowie 1 bis 2 % unverbrannte Gase (Kohlenoxyd und Kohlenwasserstoff). Von der gewonnenen Wärme strahlt das Mauerwerk einen geringen Teil ab; am schwersten wiegt aber der Schornsteinverlust. Vergleicht man die nutzbar gewonnene Wärme, d. h. die zur Bildung des Dampfes verwendete Wärme mit der überhaupt aus dem Brennstoff gewinnbaren Wärme, so erhält man den Wirkungsgrad der Kesselanlage. Der Wirkungsgrad gilt für die ganze Anlage, d. h. wenn der Kessel mit Überhitzer und Ekonomiser ausgerüstet ist, so ist, um die nutzbar gewonnene Wärme festzustellen, die Temperatur des Speisewassers vor dem Eintritt in den Ekonomiser und die Temperatur des Dampfes hinter dem Überhitzer zu messen.

Das Gewicht des erzeugten Dampfes wird bestimmt, indem man das Gewicht des gespeisten Wassers bestimmt (wobei selbstverständlich der Wasserstand zu Beginn und Ende des Versuches gleich sein muß). Man nimmt dann für die Berechnung der nutzbar gewonnenen Wärme an, daß der erzeugte Dampf trocken ist. Hat der Dampf erhebliche Wassermengen mitgerissen, so würde ein zu hoher Wirkungsgrad errechnet, und der Versuch gilt als ungenau, solange nicht das mitgerissene Wasser bestimmt ist. Bei Kesseln, die mit Rauchgasvorwärmern ausgerüstet sind, ist darauf zu achten, daß das Speisewasser beim Versuche in den Rauchgasvorwärmer mit derselben Temperatur

[1] Vgl. Schulte: Z.V. d. I. 1925, S. 1139. [2] Vgl. Ziffer 11.

eintritt wie im Betriebe, d. h. mit mindestens 40^0. Speist man nämlich im Betrieb kaltes Wasser in den Rauchgasvorwärmer, so schlägt sich der in den Rauchgasen enthaltene Wasserdampf an den Röhren nieder, und es bildet sich aus der in den Rauchgasen enthaltenen schwefligen Säure Schwefelsäure, die die Röhren angreift. Ein mit kaltem Speisewasser durchgeführter Versuch ergibt also einen höheren Wirkungsgrad, als er im Betriebe durchhaltbar ist.

Der Kesselwirkungsgrad ist von der Kesselbelastung abhängig derart, daß er bei schwacher und bei übermäßiger Belastung niedriger ist als bei normaler Belastung.

Zahlenbeispiele für die Ausrechnung der Leistungszahlen und des Kesselwirkungsgrades: Ein Flammrohrkessel von 100 m² Heizfläche erzeugt aus Speisewasser von 60^0 stündlich 2100 kg Dampf von 10 at und braucht 280 kg Kohle von 7000 kcal Heizwert. Dann erzeugt die Heizfläche $2100/100 = 21$ kg/m²h. Um 1 kg Dampf von 10 at aus Wasser von 60^0 zu erzeugen, sind 602 kcal nötig. Mithin ergibt sich der Kesselwirkungsgrad $= \frac{2100 \cdot 602}{280 \cdot 7000} \approx 0{,}65$. Bezogen auf Normaldampf erzeugt 1 m² Heizfläche $\frac{21 \cdot 602}{640} = 19{,}8$ kg/h Dampf, und es verdampft 1 kg Kohle $\frac{2100 \cdot 602}{280 \cdot 640} = 7{,}07$ kg Wasser. — Ein Wasserröhrenkessel von 500 m² Kesselheizfläche, 160 m² Überhitzerheizfläche und 400 m² Rauchgasvorwärmerheizfläche erzeugt stündlich aus Speisewasser von 44^0 16000 kg Dampf von 15 at 350^0 und braucht 2000 kg Kohle von 7040 kcal Heizwert. Im Rauchgasvorwärmer wird das Speisewasser von 44^0 auf 144^0 vorgewärmt. Dann erzeugt die Kesselheizfläche $\frac{16000}{500} = 32$ kg/m²h, auf Normaldampf bezogen 26 kg/m²h. Um überhitzten Dampf von 15 at 350^0 aus Wasser von 44^0 zu erzeugen, sind 708 kcal/kg nötig. Mithin ist der gesamte Kesselwirkungsgrad $= \frac{16000 \cdot 708}{2000 \cdot 7040} = 0{,}805$. Bezogen auf Normaldampf verdampft 1 kg Kohle

$$= \frac{16000}{2000} \cdot \frac{708}{640} = 8{,}85 \text{ kg}.$$

Abb. 26. Kesselwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Belastung.

Wie oben gesagt war, ändert sich der Kesselwirkungsgrad mit der Belastung. Es ist daher zweckmäßig, Versuche mit mehreren Belastungen zu machen und die Versuchsergebnisse in Abhängigkeit von der Kesselbelastung aufzutragen. Abb. 26 zeigt ein Beispiel, das aus Versuchen an einem Steilrohrkessel von 600 m² Heizfläche herrührt. Der Kesselwirkungsgrad ist bei einer stündlichen Dampferzeugung von 24 kg/m² am höchsten. Bei dieser Heizflächenbelastung ist dem Diagramm folgende Wärmeverteilung zu entnehmen:

Im Kessel nutzbar gemachte Wärme	62%	
Im Überhitzer nutzbar gemachte Wärme	11%	
Im Rauchgasvorwärmer nutzbar gemachte Wärme	10%	
	83%	83%
Schornsteinverlust		12%
Verlust in den Rückständen		3%
Restverlust		2%
		100%

Bei der betrachteten Heizflächenbelastung von 24 kg/m² ist die Abgastemperatur hinter dem Vorwärmer 202^0, der CO_2-Gehalt der Abgase ist 12½%, und das Speisewasser wird im Rauchgasvorwärmer um 85^0 erwärmt[1].

32. Messungen im Kesselbetriebe. Um die Dampfleistung eines Kessels oder einer Kesselbatterie zu verfolgen, mißt man laufend die Menge des gespeisten Wassers. Vor der Speisepumpe kann man offene Messer verwenden, z. B. Kippkastenmesser, hinter

[1] Über die Bedeutung des CO_2-Gehaltes und die Berechnung des Schornsteinverlustes vgl. die Ziffern 22 und 23.

der Speisepumpe muß man geschlossene Wassermesser verwenden, z. B. die Scheibenwassermesser von Siemens & Halske, Venturimesser usw. Um Fehlschlüsse zu vermeiden, muß man sich überzeugen, daß die Wassermesser richtig zeigen. Den Kohlenverbrauch fortlaufend zu bestimmen, ist selbstverständlich ebenfalls wichtig, zuweilen aber schwierig durchzuführen. Ferner ist die Abgastemperatur sowie der CO_2-Gehalt der Rauchgase dauernd zu verfolgen. Auf Grund solcher fortlaufenden Messungen wird man immer im Bilde sein, ob der Kesselbetrieb in Ordnung ist oder nicht. Wenn z. B. der Kessel, weil er zu lange im Betriebe gelassen war, im Innern sowohl wie auf der Feuerseite stark verschmutzt ist, läßt seine Leistung erheblich nach[1]. Wie sich der erzeugte Dampf auf die einzelnen Betriebe verteilt, kann man durch eingebaute Dampfmesser bestimmen. Auch hier muß man sich überzeugen, wie weit die Dampfmesser richtig zeigen.

Für Untersuchungen an Dampfkesselanlagen galten bisher die Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen, die im Jahre 1899 vom Vereine deutscher Ingenieure, dem Internationalen Verbande der Dampfkesselüberwachungsvereine und dem Vereine deutscher Maschinenbauanstalten[2] aufgestellt worden sind. Im Jahre 1925 hat ein vom Vereine deutscher Ingenieure gebildeter Ausschuß neue Regeln für Abnahmeversuche an Dampfanlagen aufgestellt, die sich in Regeln für Abnahmeversuche an Dampferzeugeranlagen, an Kolbendampfmaschinen und an Dampfturbinenanlagen gliedern. Aus diesen ist nachstehend einiges auf Dampfkessel bezügliche wiedergegeben, während wegen der Dampfmaschinen- und Dampfturbinenanlagen auf die Ziffern 89 und 109 verwiesen sei.

Als Maß der Kesselleistung gilt die stündlich erzeugte Dampfmenge, ausgedrückt in Kilogramm Dampf von 640 kcal Erzeugungswärme. Als Heizwert eines Brennstoffes ist vorläufig auch der untere Heizwert anzugeben und zu berücksichtigen, obwohl wissenschaftlich nur der obere Wert gilt. Der Heizwert gilt bei festen und flüssigen Brennstoffen für 1 kg ohne Abzug von Asche, Wasser usw., bei gasförmigen Brennstoffen für 1 m^3 bei 0^0 und 760 mm QS. Bei einem Abnahmeversuch an einer Kesselanlage sind insbesondere der stündliche Brennstoffverbrauch und sein Wärmewert, die stündliche Dampferzeugung und die dafür nutzbar abgegebene Wärme, die Verdampfungszahl und der Wirkungsgrad der Anlage, sowie die Verteilung der nutzbar gemachten Wärme auf Kessel, Vorwärmer, Überhitzer festzustellen.

Vor dem Versuche ist die Kesselanlage innerlich und äußerlich zu reinigen, ordnungsgemäß instand zu setzen und tunlichst mit demselben Brennstoffe und mit derselben Belastung im Betriebe zu halten, wie sie für den Versuch vorgesehen sind. Um die Kesselleistung, die Verdampfungszahl oder den Wirkungsgrad zu bestimmen, muß der Versuch mindestens 6 Stunden dauern; dabei soll die Belastung höchstens $\pm$ 15% um den Mittelwert schwanken.

Um den Brennstoffverbrauch richtig zu ermitteln, sollen alle Feuerungsverhältnisse zu Beginn und Ende des Versuches übereinstimmen. Der verbrauchte Brennstoff ist zu wiegen. Um Heizwert und Zusammensetzung des Brennstoffes richtig zu ermitteln, sind gleichmäßig und reichlich Probemengen zu entnehmen.

Für die Messung des verdampften Wassers sollen Wasserstand und Dampfdruck beim Beginn und beim Abschluß des Versuches gleich groß sein. Sind erhebliche Wassermengen durch den Dampf mitgerissen, so gilt der Versuch als ungenau, wenn das mitgerissene Wasser nicht bestimmt werden kann. Speisewassertemperatur ist diejenige, mit der das Speisewasser in den Kessel eintritt. Temperatur und Druck überhitzten Dampfes sind dicht hinter dem Überhitzer zu messen. Bei Vorwärmern ist die Wassertemperatur dicht hinter dem Vorwärmer zu messen.

Die Abgastemperatur ist dort zu messen, wo die Heizgase den Kessel verlassen; die Thermometer sind sorgfältig abgedichtet in die Rauchkanäle einzusetzen. Durch ein luftdicht neben dem Thermometer eingesetztes Rohr, dessen Mündung mitten in den

[1] Vgl. Glückauf 1921, S. 345. [2] Diese Normen sind in der „Hütte“ wiedergegeben.

Gasstrom reicht, sind laufend Gasproben zu entnehmen, deren Gehalt an CO_2 und an $CO_2 + O$ zu bestimmen ist (vgl. Ziffer 22).

Ist nicht vereinbart, wieviel das Ergebnis von der Zusage abweichen darf, so gelten die Zusagen als erfüllt, wenn die Ausnutzung des Brennstoffes, der Dampfdruck und die Überhitzungstemperatur um nicht mehr als 5% hinter der Zusage zurückbleiben; die Dampfleistung muß voll erreicht werden.

IV. Die Feuerungen der Dampfkessel[1].

33. Die Feuerungstemperatur. In der Zahlentafel 9 ist angegeben, wie hoch die gerechnete Verbrennungstemperatur bei Verbrennung einer guten Steinkohle je nach der Größe des Luftüberschusses ist. Die tatsächliche Feuerungstemperatur ist immer niedriger als die gerechnete, weil ein Teil der erzeugten Wärme unmittelbar an die umgebenden Heizflächen abstrahlt. Bei Innenfeuerungen, wo die Abstrahlung an die kalten Kesselwände besonders stark ist, ziehe man von der gerechneten Verbrennungstemperatur 25 bis 30% ab, bei Vorfeuerungen, wo das Feuer von heißem Mauerwerk umgeben ist, nur 15%. Es kommt auch darauf an, ob stark oder schwach gefeuert wird. Bei stark beanspruchtem Roste strahlt verhältnismäßig weniger Wärme ab, und die Feuerungstemperatur ist höher als bei schwach beanspruchtem Roste. Mit Rücksicht auf die Haltbarkeit des Mauerwerks soll die Feuerungstemperatur 1500° nicht überschreiten.

Zahlentafel 9.

Wirkl. Luftmenge / Mindestluftmenge	Gerechnete Verbrennungstemperatur bei 20° ursprüngl. Temp.
1	2185°
1,5	1620°
2	1285°
3	910°

Je größer der Luftüberschuß, um so niedriger die Feuerungstemperatur, um so schlechter der Wirkungsgrad des Kessels. Wird übermäßig viel Luft zugeführt, wenn z. B. die Heiztür geöffnet ist, sinkt die Feuerungstemperatur gegebenenfalls unter die Entzündungstemperatur des Brennstoffes und die Feuerung erlischt. Das Offenhalten der Heiztür oder von Schauöffnungen oberhalb oder seitlich des Rostes ist im Falle der Gefahr ein wirksames Mittel, die Kraft der Feuerung herabzusetzen. Ungewollt wird die Feuerungstemperatur herabgesetzt, wenn der Rost teilweise unbedeckt ist, wie es bei Wanderrostfeuerungen vorkommen kann.

34. Ruß. Rauch. Flugasche. Flugkoks. Flüssige und gasförmige Brennstoffe kann man nahezu rauchfrei verbrennen, ebenso sehr gasarme feste Brennstoffe, wie Koks und Anthrazit. Die eigentlichen Kesselkohlen aber, die ziemlich viel flüchtige Bestandteile enthalten, machen Schwierigkeiten in bezug auf rauchfreie Verbrennung. Bei Stochfeuerungen nämlich, d. h. bei Feuerungen, die von Hand bedient werden, bekommt man, wenn frische Kohlen auf die helle Glut aufgeworfen werden, vorübergehend eine sehr starke Gasentwicklung, und es sind die Bedingungen nicht günstig, die entstehenden Kohlenwasserstoffe zu verbrennen. Denn diese verlangen für die Entzündung verhältnismäßig hohe Temperaturen und für die Verbrennung viel Sauerstoff. Aber gerade beim Aufwerfen wird die Temperatur in der Feuerung herabgedrückt sowohl durch den kalten Brennstoff als durch die kalte Luft, die durch die geöffnete Feuertür eintritt; ferner läßt der Rost, der höher geschüttet ist, weniger Luft durch als vorher. Die Folge ist, daß zunächst, bis das Feuer wieder durchgebrannt ist, die schwerer entzündbaren Kohlenwasserstoffe unverbrannt als Teerdämpfe abziehen, während sich bei den leichter entzündbaren der Wasserstoff entzündet, der Kohlenstoff aber als Ruß ausgeschieden wird. Die kondensierten Teerdämpfe bilden einen graubraunen Qualm; zusammen mit dem Ruß

[1] Es wird der von den Brennstoffen und ihrer Verbrennung handelnde Abschnitt III vorausgesetzt.

bilden sie den Rauch; je gasreicher die Kohle, um so stärker ist der Rauch. In gewissem Maße gelingt es, durch geschickte Bedienung den Rauch zu verhüten. Der Rost soll gut bedeckt sein. Beim Aufwerfen soll der Rauchschieber geschlossen werden. Die Glut soll nach hinten geschoben und die frische Kohle vorn aufgeworfen werden, damit die entwickelten Gase über die glühenden Kohlen hinwegziehen und gezündet werden. Vielfach sind auch Einrichtungen vorhanden, um der Feuerung nach dem Aufwerfen frischen Brennstoffes Oberluft, möglichst vorgewärmte, zuzuführen, damit es nicht an Sauerstoff mangelt. Trotzdem ist es schwierig oder überhaupt nicht erreichbar, bei Stochfeuerungen den Rauch zu verhüten.

Wanderrostfeuerungen (für Steinkohlen) und Treppenrostfeuerungen (für Braunkohlen) haben günstigere Bedingungen für rauchfreie Verbrennung, weil der Verbrennungsvorgang stetig ist und die Feuerung zum Aufwerfen nicht geöffnet zu werden braucht. Je nach der Art des Brennstoffes muß allerdings auch bei Wanderrosten das Feuer von der Seite geschürt werden. Jedenfalls gelingt es, mit Wanderrost- und Treppenrostfeuerungen beinahe rauchlos zu feuern.

Flugasche ist vom Zuge mitgerissene Asche. Sie schadet, weil sie die Heizfläche bedeckt und die Feuerzüge verlegt, und muß deshalb entfernt werden. Flugkoks sind durch den Zug mitgerissene, nicht ausgebrannte Brennstoffteilchen, bedeuten also unmittelbaren Brennstoffverlust. Je schärfer der Zug, um so mehr Flugkoks wird mitgerissen; man sucht den Verlust möglichst durch Feuerbrücken, Feuerstaue zu vermindern. Staubige Kohle wird angefeuchtet, damit der Zug den Brennstoff nicht mitreißt.

35. Feuerungen für feste Brennstoffe. Feste Brennstoffe werden auf Rosten verbrannt, durch deren Spalte die Verbrennungsluft zutritt und die Asche niederfällt. Für von Hand bediente Feuerungen wird hauptsächlich der Planrost verwendet. Die Roststäbe liegen nebeneinander, so daß zwischen ihnen die Rostspalte gebildet werden. Die Spalte müssen um so enger sein, je kleinstückiger der Brennstoff ist. Bei feinkörnigem Brennstoff verwendet man häufig schlangenförmige Roststäbe, die sehr enge Spalte zwischen sich lassen. Je nach der Länge des Rostes ordnet man ein, zwei oder drei Roststabreihen an, die vorn auf der Schürplatte, hinten an der Feuerbrücke und dazwischen auf den Roststabträgern gelagert sind. Der Rost ist nach hinten etwas geneigt. Den Abschluß bildet die Feuerbrücke, die verhindert, daß der Brennstoff über den Rost hinausfällt, und die Feuergase zwecks besserer Verbrennung durcheinander wirbelt. Die Länge des Planrostes soll mit Rücksicht auf die Bedienung von Hand 2 m nicht überschreiten. Abb. 27 zeigt die Schönfeldsche Planrostfeuerung, die für Flammrohr- und für Röhrenkessel anwendbar ist. Das Feuergeschränk ist doppeltürig. Die obere Tür, durch die aufgeworfen und das Feuer bearbeitet wird, liegt so hoch und schräg, daß der Heizer das ganze Feuer bequem übersieht; bei geschlossener Tür kann man durch die mit 15 mm dickem Glase bedeckte Schauöffnung den Zustand des Feuers erkennen. Durch die untere Tür wird die Schlacke abgezogen.

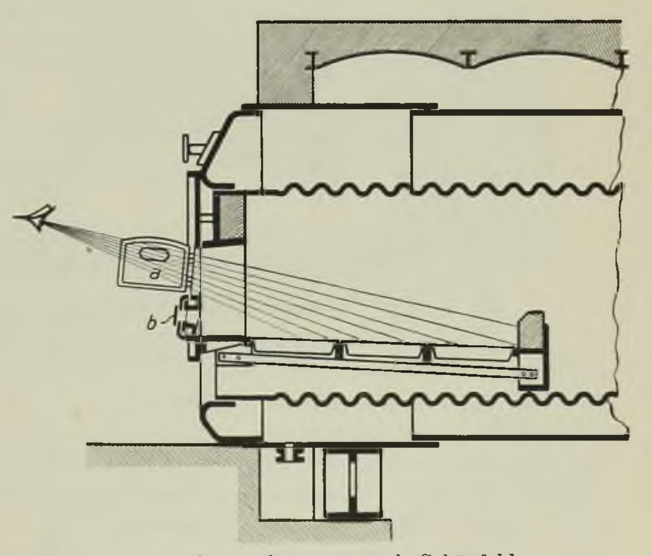


Abb. 27. Planrostfeuerung nach Schönfeld.

Je nachdem wie die Feuerung zum Kessel liegt, unterscheidet man Innenfeuerungen, Unterfeuerungen und Vorfeuerungen:

Innenfeuerungen hat man in den Flammrohren der Flammrohrkessel, sowie in der Feuerbüchse der Lokomotiv- und Lokomobilkessel. Der niedrigste Wasserstand muß mindestens 100 mm über dem Flammrohre oder der Feuerbüchse liegen. Die schärfste Hitze wird beinahe verlustlos von der umgebenden Kesselwandung aufgenommen. Meist werden Innenfeuerungen von Hand bedient. Wanderroste oder Treppenroste sind bei Innenfeuerungen nicht anwendbar. Dagegen haben selbsttätige Wurffeuerungen eine gewisse Verbreitung, bei denen die Kohlen durch ein Wurfrad oder eine Wurfschaufel aufgeworfen werden. Als Beispiel zeigt Abb. 28 die Leach-Feuerung (Sächsische Maschinenfabrik, Chemnitz). Der Brennstoff wird der Feuerung durch die Zuführungswalze *a* zugemessen, deren Drehzahl einstellbar ist. Die niederfallenden Kohlen werden vom Schleuderrad *b* gegen die Prellplatte *c* geworfen, die sich langsam auf und nieder bewegt, so daß die Kohlen über den Rost verteilt werden[1].

Abb. 28. Leach-Feuerung.

Unterfeuerungen hat man bei Wasserröhrenkesseln, vgl. die Abb. 29 bis 32. Kleinere Wasserröhrenkessel erhalten Planroste, die von Hand bedient werden. Bei größeren Wasserröhrenkesseln haben sich in zunehmendem Maße Wanderroste eingeführt.

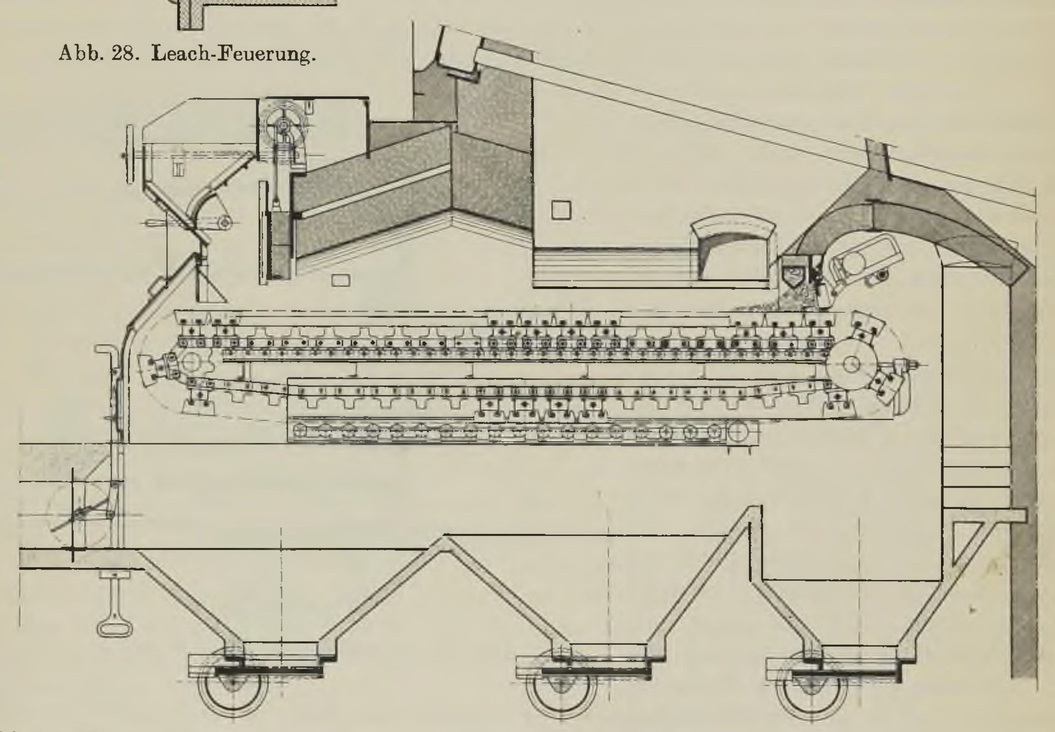


Abb. 29. Wanderrostfeuerung von L. & C. Steinmüller, mit Abschluß durch wassergekühlte Feuerbrücke und ausschwingbarem Pendelrost.

Wanderrostfeuerungen, die hauptsächlich für Steinkohlen gebraucht werden, sind in der Anlage und in der Unterhaltung teuer und beanspruchen gleichmäßig gekörnte Kohlen,

[1] Wegen anderer Wurffeuerungen siehe Z. V. d. I. 1924, S. 762 und 1185.

am besten Nuß III oder Nuß IV. Ihre Vorteile: daß man an Heizern spart, daß man rauchfrei oder rauchschwach feuert, daß man in der Rostlänge nicht beschränkt ist, sondern sehr große Rostflächen ausführen, deswegen stark feuern und die Kesselleistung hochtreiben kann, überwiegen aber. Auch minderwertige feinkörnige Brennstoffe: Schlammkohle, Koksasche usw. kann man auf Wanderrosten mit Hilfe von Unterwind verfeuern; bei diesen Feuerungen ist die Ausbildung des Zündgewölbes besonders wichtig, damit der Brennstoff sicher gezündet wird. Die Stärke des Feuers wird bei Wanderrosten eingestellt, indem man durch den Schichthöhenregler (der in Abb. 29 gut erkennbar ist) die Schichthöhe des Brennstoffes ändert, hauptsächlich aber dadurch, daß man die Geschwindigkeit des Wanderrostes ändert, die unter mittleren Verhältnissen etwa 2 mm/s beträgt. Sehr wichtig ist, daß der Wanderrost gut bedeckt ist; denn wo Löcher sind, zieht die Luft hindurch, und in der Folge bekommt man übergroßen Luftüberschuß.

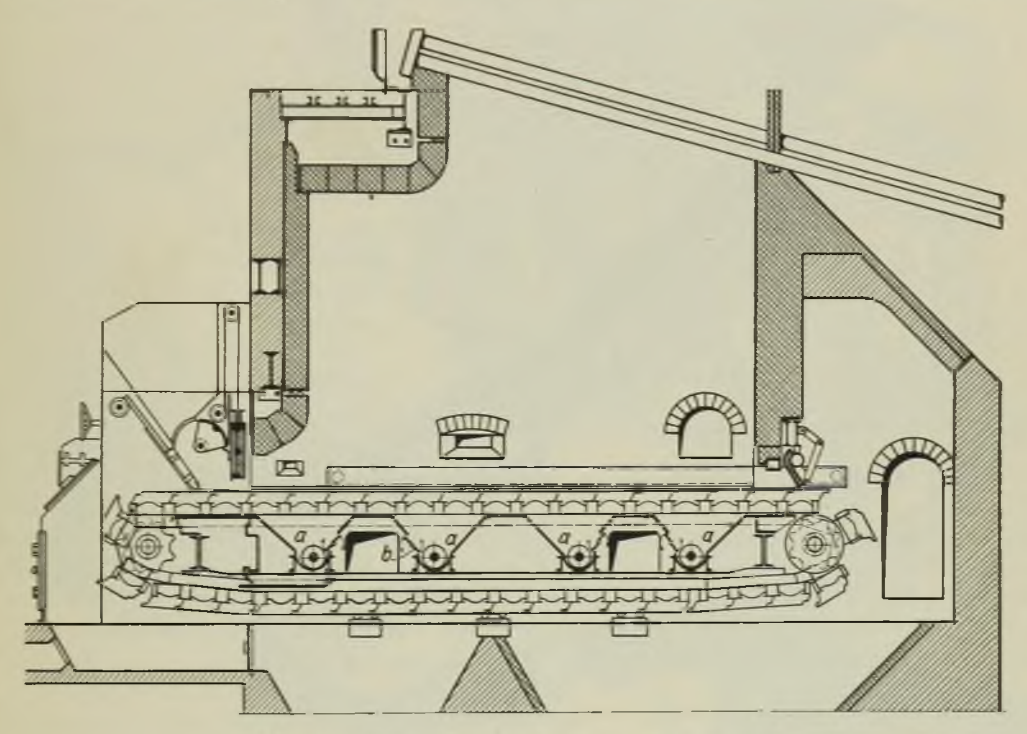


Abb. 30. Zonenrost der Babcockwerke, Oberhausen.

Unter Umständen muß man auch den Wanderrost schüren. Gut bewährt hat sich die Wanderrostfeuerung der Kesselfabrik L. & C. Steinmüller, Gummersbach, die Abb. 29 veranschaulicht. Der Rost ist durch eine wassergekühlte Feuerbrücke und einen nach hinten ausschwingbaren Pendelrost abgeschlossen, der die Schlacken anstaut, die Schlackenstücke aber unter den ausschlagenden Pendeln durchgehen läßt. Am Pendelrost, der von hinten zugänglich ist, tritt auch Verbrennungsluft zu, die die Pendel kühlt und sich an den angestauten Schlacken vorwärmt. Dieselbe Feuerung ist ohne weiteres für Unterwind anwendbar, wenn man sie, wie es Abb. 29 zeigt, vorn abdeckt. Der Unterwind wird mittels der gezeichneten Drosselklappe so geregelt, daß über dem Feuer kein Unterdruck herrscht und das Feuer nicht herausschlägt, wenn man die Feuerung öffnet.

Zur Erzielung einer gleichmäßigen, vollkommenen Verbrennung ist die Zufuhr der richtigen Verbrennungsluftmenge von größter Bedeutung. Beim einfachen Wanderrost kann man den einzelnen Brennzonen die jeweils erforderliche Luftmenge nicht richtig zumessen. Um dies zu ermöglichen, teilt man bei Wanderrosten mit Unterwindfeuerung den Rost je nach seiner Länge in 3 bis 5 Zonen oder Windkammern auf, von denen

jede nach allen Seiten luftdicht abgeschlossen ist, so daß der gesamte eingeblasene Wind nur durch die Roststäbe und die Brennstoffschicht austreten kann. Abb. 30 zeigt den Zonenwanderrost der Babcockwerke, Oberhausen. Die Windzufuhr ist vom Heizerstand aus durch Einstellung von Drosselklappen (*b*), deren Betätigungshebel am Kohlentrichter angeordnet sind, für jede einzelne Brennzone (*a*) in weiten Grenzen genau regelbar. Bemerkenswert ist noch die Entaschung dieses Zonenrostes, die vom Rostantrieb mitbetrieben wird und aus quer durch den Rost laufenden Schnecken besteht, welche die Asche seitlich herausbefördern. Durchfallkohle und Asche fallen nicht in das untere

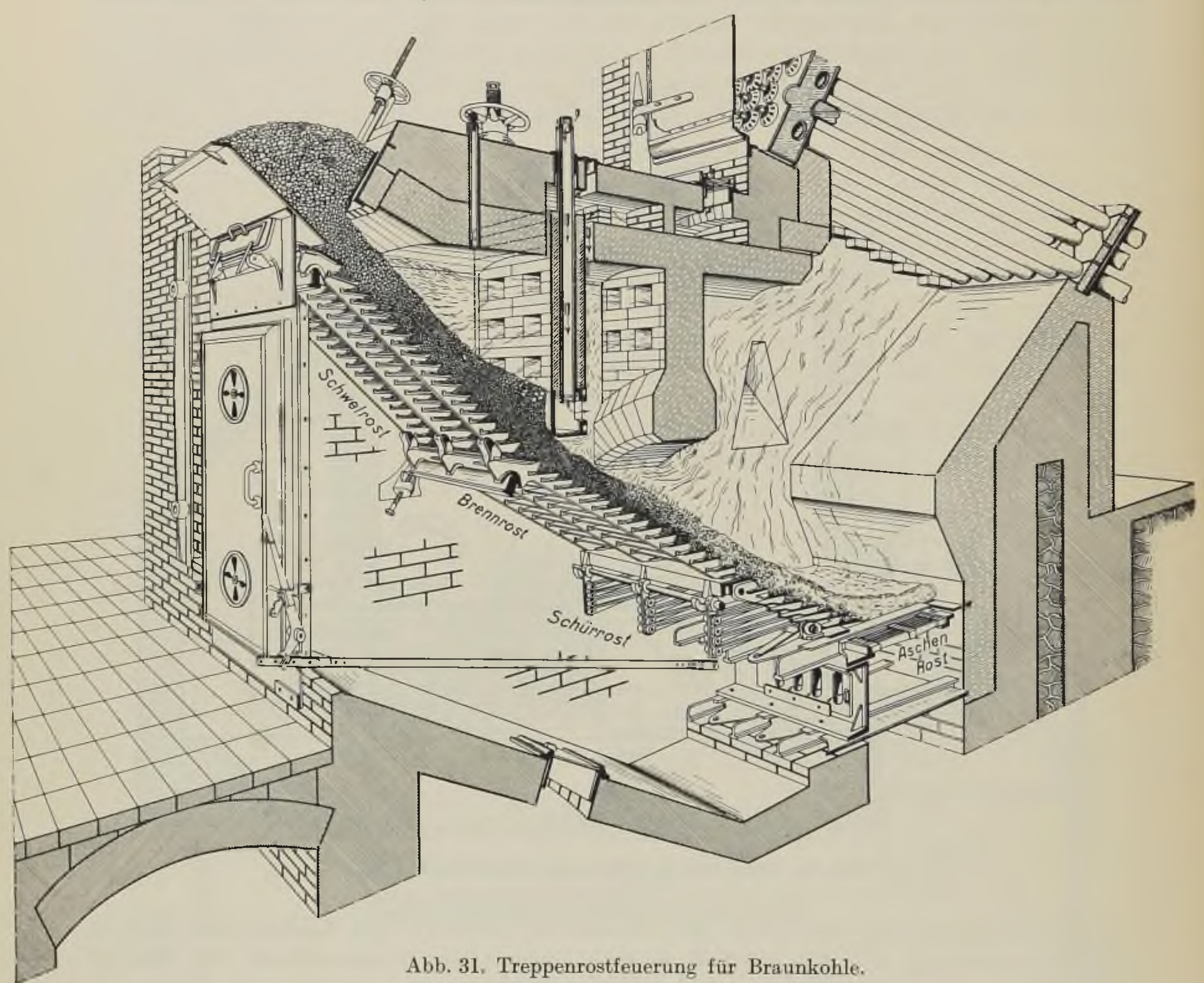


Abb. 31. Treppenrostfeuerung für Braunkohle.

Rostband, so daß eine Verstopfung der Roststäbe vermieden wird. Die stündliche Brennleistung des Babcock-Zonenrostes beträgt bis zu 330 kg/m².

Als Beispiel einer Vorfeuerung zeigt Abb. 31 eine von den Babcockwerken ausgeführte Treppenrostfeuerung, die im wesentlichen mit der weit verbreiteten Bauart von Keilmann & Völcker übereinstimmt. Diese Treppenrostbauart wird für Braunkohlen viel angewendet und ist auch bei dem in Abb. 55 dargestellten Wasserröhrenkessel angeordnet. Die Feuerung arbeitet als Halbgasfeuerung. Die Braunkohle tritt aus dem Trichter in einstellbarer Schichthöhe auf den Schwelrost. Dort wird sie getrocknet und teilweise entgast. Die abziehenden Schwelgase verbrennen im Misch- und Verbrennungsraum. Vom Schwelrost tritt die Kohle in einer Schichthöhe, die durch das hoch- und niederstellbare Wehr eingestellt wird, auf den Brennrost und den Schürrost, wo sie in der Hauptsache verbrennt. Der Rest gelangt auf den am Fußende angebrachten

Planrost, den Aschenrost, und brennt dort aus. Die Rückstände werden, indem man die Schlackenschieber zieht, in den Aschenraum abgeführt.

Günstige Luftverteilung, die beim Wanderrost durch Zoneneinteilung ermöglicht wird, läßt sich beim Treppenrost durch die Anwendung eines Rückschubrostes erreichen. Im vorderen Teil eines gewöhnlichen Treppenrostes herrscht Luftmangel, während am Ende des Rostes meist ungünstig hoher Luftüberschuß vorhanden ist, da die fast ausgebrannte Kohle nur noch geringe Luftmengen benötigt. Der Rückschubrost vermeidet diesen Nachteil dadurch, daß der obere Teil der Brennschicht in entgegengesetzter Richtung wie der untere bewegt wird. Der Schub ist rückwärts nach oben gerichtet, so daß die vorn zugeführte Kohle auf der aufwärts geförderten Unterschicht nach unten rutscht. Da sich die Kohle bis zum Ausbrennen in ständigem Umlauf befindet, gelangt der frische Brennstoff stets auf ein kräftiges Unterfeuer und wird sofort gezündet. Rückzündung des Brennstoffes findet also nicht statt. Die Verbrennung ist daher an allen Stellen des Rostes ziemlich gleichmäßig und erfordert gleiche Luftzufuhr. Durch die Beunruhigung der Brennschicht sinken die feinen Teile nach unten, füllen die entstehenden Spalte und drängen die gröberen Teile nach oben, was für die Schlackenausscheidung besonders wichtig ist. Die größeren Schlackenstücke machen nämlich den Kreislauf nicht mehr mit, sie sammeln sich auf dem Schlackenrost und werden dort ausgeschieden. Abb. 32 zeigt den Martin-Rückschubrost[1]. Die Pfeillinie läßt den durch die bewegten Schubkolben *a* erzeugten Umlaufsinn erkennen. *b* ist der in schwingender Bewegung gehaltene Schlackenrost. — Rückschubroste eignen sich für jeden Brennstoff und gestatten sehr hohe Rostbeanspruchungen, da die Belastung der gesamten Rostfläche fast gleichmäßig ist. Der Feuerraum kann klein sein; Zündgewölbe sind nicht erforderlich.

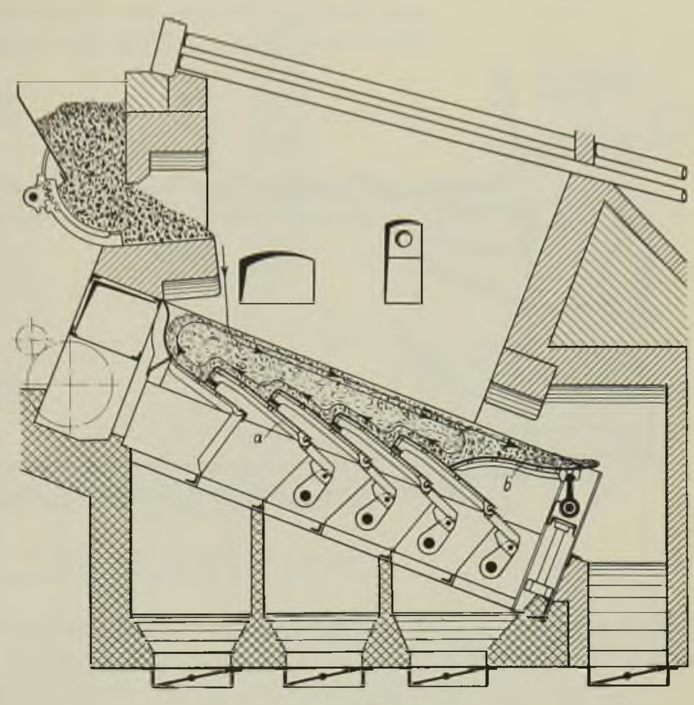


Abb. 32. Martin-Rückschubrost.

36. Gasfeuerungen. Für die Beheizung von Kesseln kommen nur industrielle Abgase: Gichtgase und Koksofengase in Frage. Gasfeuerungen sind bequem regelbar, brennen rauchlos und sind wirtschaftlich. Man kommt bei ihnen mit geringerem Luftüberschuß aus als bei Kohlenfeuerungen. Voraussetzung für die günstige Verbrennung des Gases ist, daß das Gas im Brenner richtig mit Luft gemischt ist. Das Gas soll nicht mit langer leuchtender Flamme verbrennen, sondern mit kurzer, nichtleuchtender Flamme. Bei der in Abb. 33 dargestellten Feuerung von Terbeck

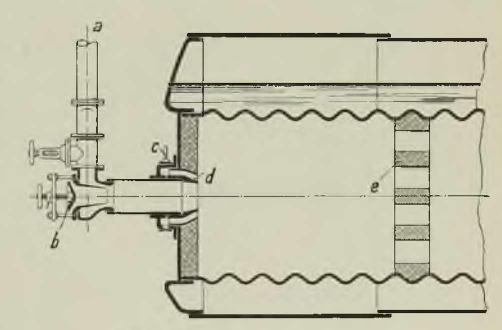


Abb. 33. Terbeck-Gasfeuerung.

[1] Martin — Feuerungsbau, München.

tritt das Gas aus der Leitung *a* in den Brenner und mischt sich in einstellbarem Verhältnis mit der bei *b* zutretenden Luft. Dem Gemisch wird beim Eintritt in die Feuerung (bei *d*) noch einmal Luft zugesetzt (Sekundärluft), deren Menge durch den Trommelschieber *c* eingestellt wird. Bei großen Leistungen wird ein Bündel von Brennern angeordnet. Abb. 34 zeigt die Rodberg-Feuerung, die das Gas und die Luft am Umfange und

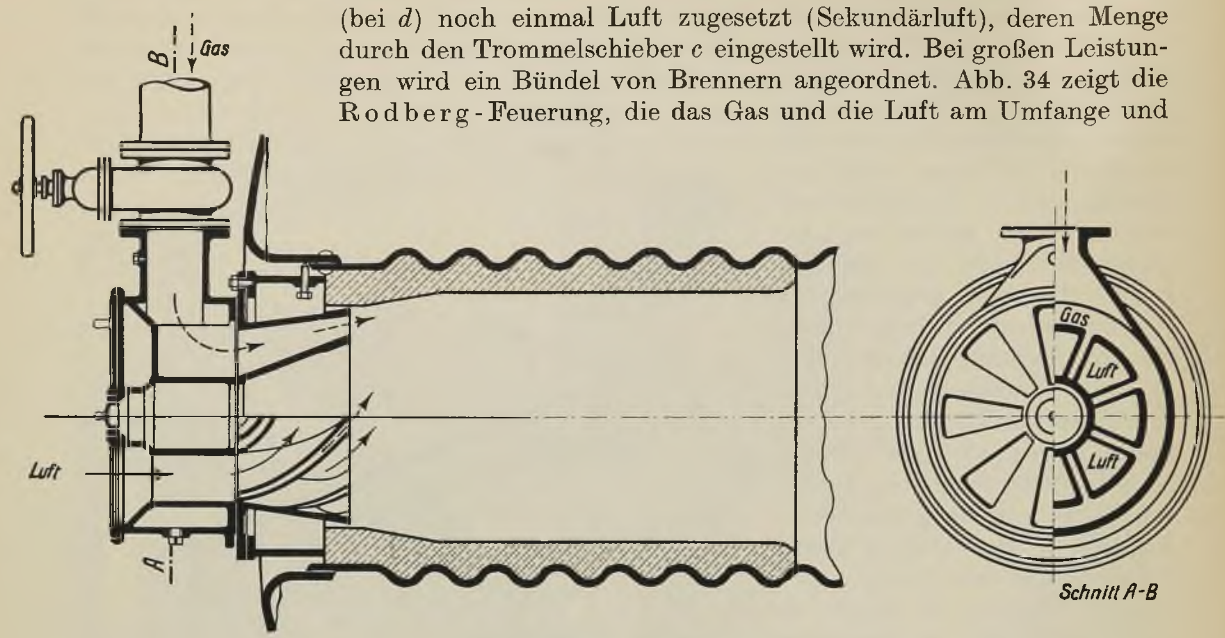


Abb. 34. Rodberg-Gasfeuerung.

schräg einbläst, so daß das Feuer gegen die Wandung des Flammrohres gedrängt wird und sie kreisend bestreicht. — Um die Entzündung des Gemisches zu sichern, wird der

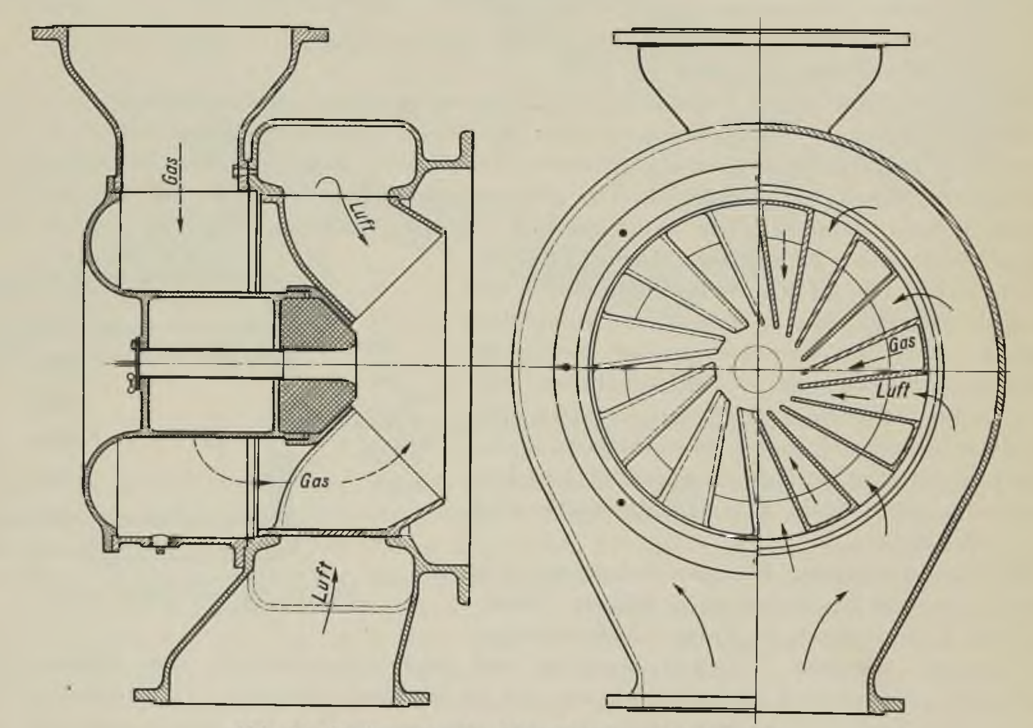


Abb. 35. Gasfeuerung der Maschinenbau A.-G. Balcke.

erste Teil des Flammrohres feuerfest ausgemauert, außerdem wird feuerfestes Gitterwerk in das Flammrohr gesetzt. Explosionsklappen sind vorzusehen.

Abb. 35 zeigt eine Ausführung der von der Maschinenbau A.-G. Balcke gebauten Gasfeuerung. Gas und Luft treten in getrennten Ringräumen ein und werden einem Leitgehäuse zugeführt. Der Austritt erfolgt abweichend von der radialen Richtung, wodurch

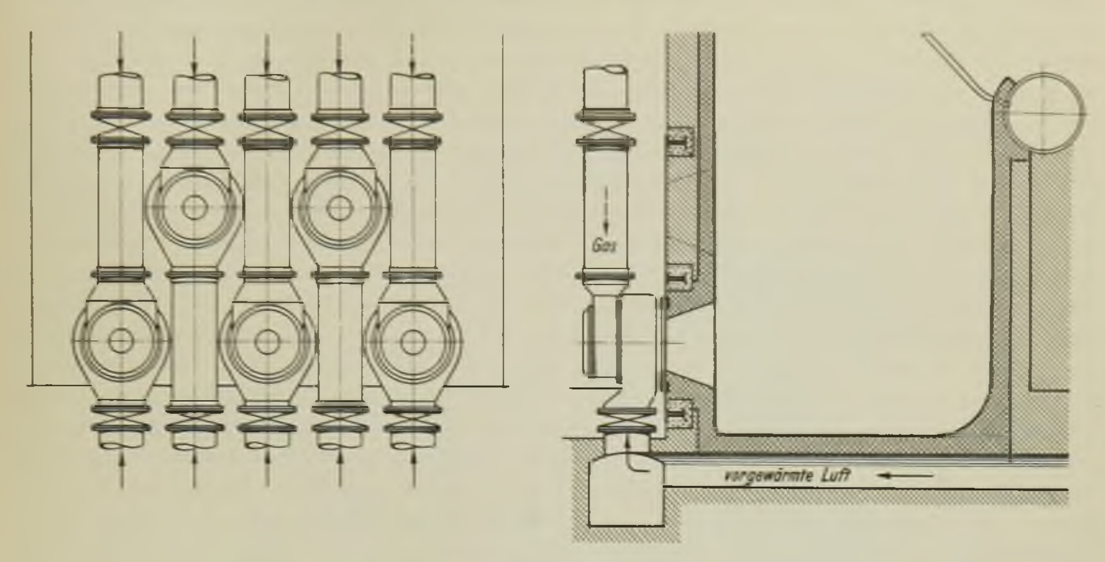


Abb. 36. Einbau der Balcke-Gasfeuerung.

eine gute Durcheinanderwirbelung von Gas und Luft erreicht wird. Der dargestellte Brenner ist für die Verwendung vorgewärmter Luft gebaut. Aus Abb. 36 ist der Einbau einer Gruppe dieser Brenner ersichtlich.

Die Gasfeuerungen werden sowohl bei Flammrohr- als bei Wasserröhrenkesseln angebracht, häufig als Zusatzfeuerungen, um entweder Gas zusammen mit Kohlen zu verbrennen, oder die Feuerungen sowohl allein mit Gas als auch, wenn das Gas ausbleibt, allein mit Kohlen zu betreiben. Abb. 37 zeigt eine Gasfeuerung, die unter Beibehaltung der vorhandenen Rostfeuerung eingebaut ist. Aus der Gaskammer a tritt das Gas in 4 Schlitzbrenner b, die in den die Verbrennungsluft führenden Düsenkörper c münden[1].

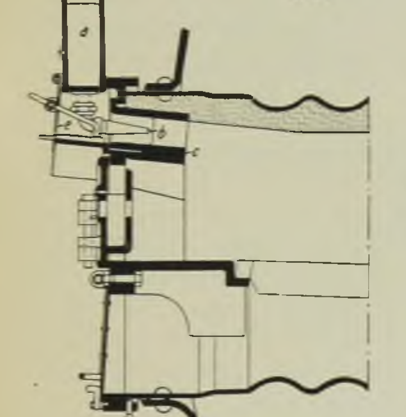


Abb. 37. Rostfeuerung mit zusätzlicher Gasfeuerung.

Im Anschluß an die Gasfeuerungen sind die heute selten verwendeten Abhitzefeuerungen zu erwähnen. Früher, als man noch Koksöfen ohne Nebengewinnung hatte, war es üblich, deren „Abhitze" unter den Kesseln auszunützen; bei Flammrohrkesseln wird der Abhitzekanal a mit den Flammrohren durch Hauben b verbunden, wie es Abb. 38 zeigt.

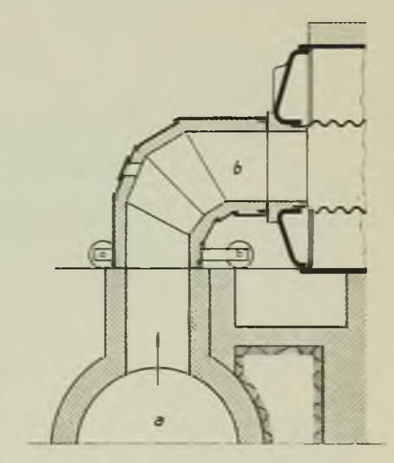


Abb. 38. Abhitzefeuerung.

[1] Glückauf 1923, S. 515.

37. Kohlenstaubfeuerungen[1]. Die zu verfeuernde Kohle wird zu Kohlenstaub aufbereitet, indem sie, wenn nötig, getrocknet, von Eisenteilen befreit und dann sehr fein gemahlen wird, so daß der Staub durch ein Sieb von 5000 bis 6000 Maschen/cm^2 fällt. Der Kohlenstaub wird in die Feuerung eingeblasen und durch die von den heißen Mauern des Feuerungsraumes ausgestrahlte Hitze gezündet. Die ganze Verbrennung des Kohlenstoffes, d. h. seine Entgasung, die Verbrennung der flüchtigen Bestandteile und die Verbrennung des entgasten Brennstoffes, des Koks, muß in der Flamme vor sich gehen. Die Bedingungen sind insofern ungünstig, als zwar die leicht brennbaren Gase in sauerstoffreicher, die schwer brennbaren Koks dagegen in sauerstoffarmer Luft brennen. Staub von Fettkohle und Flammkohle brennt wegen des höheren Gehaltes an flüchtigen Bestandteilen besser als Staub von Magerkohle. Der Kohlenstaub muß bis zur vollständigen Verbrennung im Raume schweben, wodurch ein langer Flammenweg und damit ein großer Feuerraum bedingt wird. Das führt zu teueren Brennkammern und großem Platzbedarf der Feuerung. Ein Mittel zur Erreichung langer Flammenwege bei kleinen Brennkammern besteht in einer Umlenkung der Feuergase. Der Flammenweg kann ferner um so kürzer gehalten werden, je feiner die Kohle gemahlen ist, da ein Kohleteilchen um so schneller verbrennt, je kleiner es ist. Die Kosten der Aufbereitung setzen jedoch eine Grenze. Am wirksamsten wird eine gute Verbrennung durch inniges Mischen des Kohlenstaubes mit Luft erreicht, die größtenteils schon vor dem Brenner zugeführt wird (Primärluft), während der restliche Teil in genau geregelter Menge im Brenner oder in der Brennkammer zugesetzt wird (Sekundärluft). Man kommt bei der Kohlenstaubfeuerung, ebenso wie bei der Gasfeuerung, mit geringem Luftüberschuß aus und kann bequem 15% CO_2-Gehalt halten. Mit Rücksicht darauf, daß Verbrennungstemperaturen über 1500^0 die Einmauerung des Kessels gefährden, darf man bei der Verbrennung hochwertiger Kohle den Luftüberschuß nicht bis zur äußersten Grenze herabsetzen. Bei 25% Luftüberschuß enthält ein Kohlenstaub-Luftgemisch 900 kcal/m^3 gegen 500 kcal/m^3 bei einem Gichtgas-Luftgemisch[2]. Der Gehalt an Asche und Schlacke hat geringeren Einfluß, weil Asche und Schlacke aus der Flamme ausfallen, so daß sich Kohlenstaubfeuerungen auch für minderwertige Brennstoffe eignen.

Man rechnet die Kohlenstaubfeuerung, die man schwankender Belastung gut anpassen, und mit der man hohen Kesselwirkungsgrad durchhalten kann, der anderseits die Aufbereitungskosten der Kohle zur Last fallen, wirtschaftlich der Wanderrostfeuerung etwa gleichwertig. Sie erscheint überlegen, wo es sich um die Verbrennung minderwertiger, magerer Kohlen handelt. Bei Flammrohrkesseln, die heute fast ausschließlich von Hand gefeuert werden, ist es gegebenenfalls zweckmäßiger, eine Kohlenstaubfeuerung vorzubauen als eine Wanderrostfeuerung. Auf Steinkohlenbergwerken, deren Kohle gewaschen wird, wird man die Kohle, ehe sie aufbereitet wird, entstauben, damit die Wäsche nicht mit dem Staube belastet wird. Dieser rohe Staub steht für Kohlenstaubfeuerung zur Verfügung.

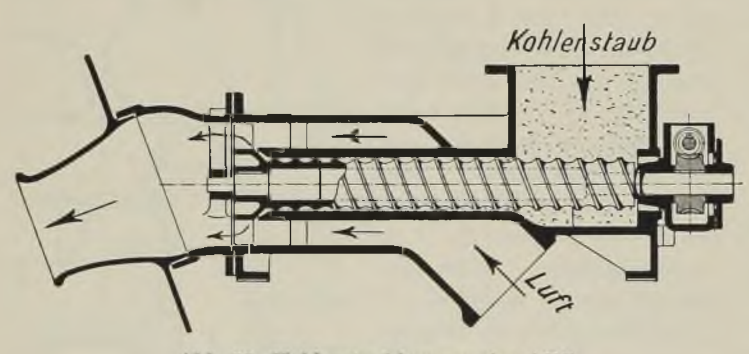


Abb. 39. Kohlenstaubbrenner der AEG.

Abb. 39 stellt den Kohlenstaubbrenner der AEG dar. Der Kohlenstaubzuteiler (regelbare Schnecke) ist unmittelbar vor dem Brenner angeordnet. Durch einen Mischkegel

[1] Bleibtreu: Kohlenstaubfeuerungen, und Münzinger: Kohlenstaubfeuerungen für ortsfeste Dampfkessel. Beide bei Julius Springer, Berlin.

[2] Schulte: Der Verbrennungsvorgang in Kohlenstaubfeuerungen. Glückauf 1924, S. 971.

am Ende der Zuteilerschnecke wird der Kohlenstaub auf dem ganzen Umfang in die konzentrisch ausströmende Luft gestreut und innig mit ihr vermischt. Der Brenner wird für Stundenleistungen bis zu 1000 kg gebaut. Abb. 40 zeigt eine auf Zeche Friedrich Ernestine bei Essen an Einflammrohrkesseln mit Erfolg betriebene Kohlenstaubfeuerung [1]. Es wird der zu waschenden Kohle der Staub abgesaugt und dieser Staub wird, nachdem er, soweit er zu grob ist, auf die erforderliche Feinheit gemahlen ist, verfeuert. Der Staub fällt aus einer an den Kesseln vorbeiführenden Leitung zunächst in den Zwischenbehälter *a* und wird aus diesem mittels der mit veränderlicher Drehzahl antreibbaren Schnecke *b* in einstellbarer Menge der Luftleitung zugeführt; in diese bläst der Ventilator *c* Luft, die sich außen am Feuerraum, diesen kühlend, vorgewärmt hat. Die Menge der zusammen mit dem Kohlenstaube eingeblasenen Luft ist durch die Drosselklappe *h* regelbar. Oberhalb der Drosselklappe wird Zusatzluft abgezweigt, die durch die Öffnungen *e* und *g* in die Feuerung eintritt. Durch die birnenförmige Gestalt des Feuerungsraumes und die Wirkung der Zusatzluft gelingt es, die Flamme zu einer kreisenden Strömung zu zwingen und den Staub trotz des kleinen Feuerungsraumes auszubrennen. Versuche des Dampfkesselvereines ergaben Kesselwirkungsgrade über 80 %.

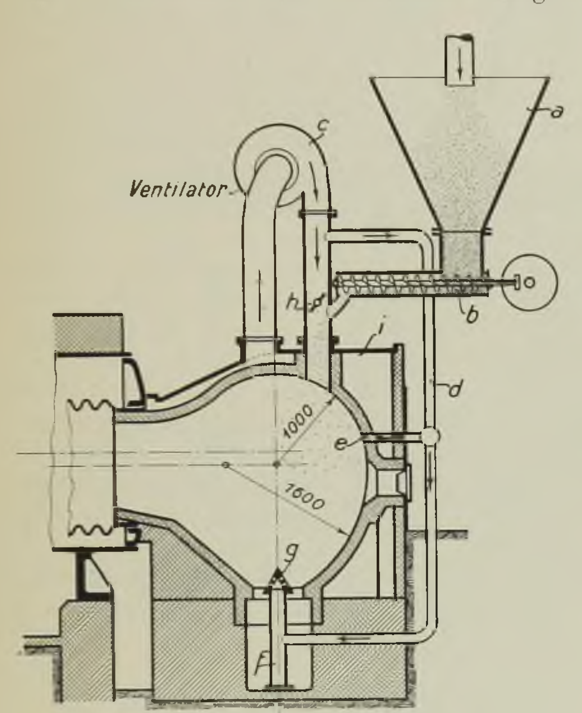


Abb. 40. Verbrennungsraum eines Einflammrohrkessels mit Kohlenstaubfeuerung.

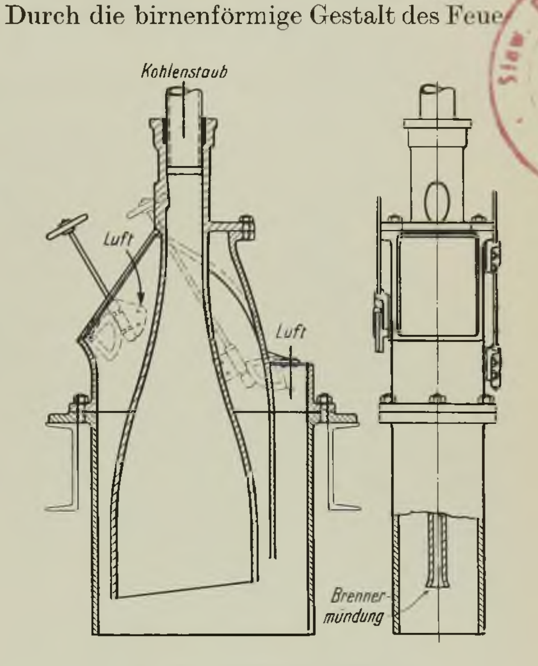


Abb. 41. Lopulco-Staubbrenner.

Weit verbreitet ist die Lopulco-Staubfeuerung der Kohlenscheidungsgesellschaft m. b. H., Berlin (Abb. 41). Bei der Lopulco-Feuerung wird der Kohlenstaub senkrecht nach unten in die Verbrennungskammer eingeblasen und brennt zunächst infolge der Strömungsenergie nach abwärts, bis der natürliche Auftrieb die Flamme nach oben umlenkt (vgl. Abb. 58 bis 61). Der Lopulcobrenner ist im Gegensatz zu den sonst üblichen Rundbrennern mit flachem Mundstück ausgebildet. Bei dem flachen Kohlenstaubstrahl ist das Verhältnis der luftberührten Oberfläche zur Staubmasse äußerst günstig. Die Primärluft wird hinter dem Zuteiler dem Kohlenstaub zugemischt, so daß der Brenner schon ein Kohlenstaub-Luftgemisch empfängt, dem in der Brennkammer die Sekundärluft zugesetzt wird.

[1] Hold: Glückauf 1924, S. 1175.

38. Ölfeuerungen. Ölfeuerungen werden bei ortsfesten Dampfkesseln in Deutschland fast nur als Zusatzfeuerungen angewendet. Das Öl wird entweder durch einen Zentrifugalzerstäuber oder mittels Druckluft oder Dampfes in die Feuerung geblasen. Wegen der Konstruktion und Anwendung der Ölfeuerungen sei auf die Literatur verwiesen[1].

39. Der Schornstein. Der Schornstein, der mit dem Kessel durch den Fuchs verbunden ist, führt die Rauchgase ab und stößt sie hoch über dem Erdboden aus. Weil die heißen Rauchgase im Schornstein leichter sind als die kalte Außenluft, so entsteht im Schornstein ein Unterdruck, der am Schornsteinfuß am größten ist. Dieser Unterdruck, der sogenannte Zug, der in mm WS gemessen wird, ist um so stärker, je heißer die Rauchgase abziehen und je höher der Schornstein ist. Unter gewöhnlichen Verhältnissen erzeugt ein Schornstein für 1 m Höhe 0,4 bis 0,5 mm WS Zug. Der Überdruck der Atmosphäre treibt die Verbrennungsluft durch den Rost, die Feuerzüge und den Fuchs zum Schornstein. Um die Menge der einströmenden Verbrennungsluft zu regeln, wird der Rauchschieber mehr oder weniger geöffnet. Abb. 42 veranschaulicht in der unteren Linie, wie der Unterdruck verläuft. Für den Rost rechnet man unter gewöhnlichen Verhältnissen 4 bis 8 mm WS. Je größer der Unterdruck, um so mehr „falsche Luft“ strömt durch Undichtheiten des Mauerwerks ein, ebenso durch den Schlitz am Rauchschieber. Um den Unterdruck zu messen, verwendet man U-Rohre gemäß Abb. 43, deren einer Schenkel mit dem Unterdruckraum in Verbindung gesetzt wird. Der vom Schornstein erzeugte Zug heißt natürlicher Zug.

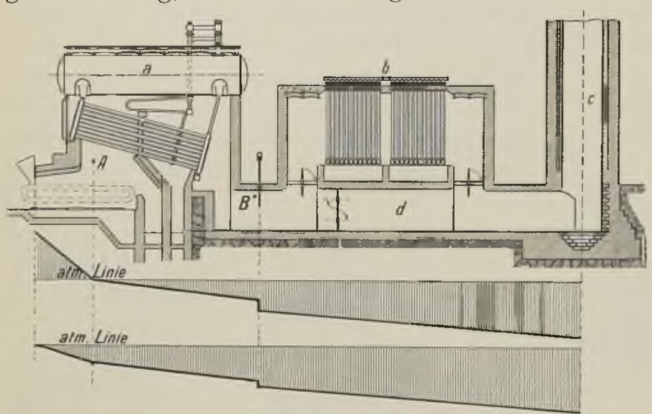


Abb. 42. Zugverhältnisse einer Kesselanlage.

Man läßt die Rauchgase an der Schornsteinmündung mit 4 bis 8 m/s austreten. Rechnet man mit der Luftüberschußzahl 2 und daß die Rauchgase mit 225° und 4 m/s

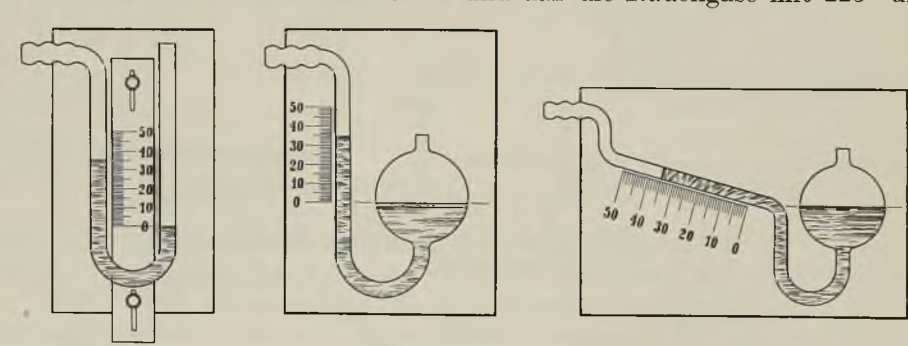


Abb. 43. Zugmesser.

austreten, so ergibt sich folgendes: Wenn in einer Sekunde 1000 kcal auf dem Roste erzeugt werden, so muß die Schornsteinmündung eine Weite von 1 m² haben. Zu etwa demselben Ergebnis kommt man, wenn man bei Steinkohlenfeuerung den oberen Schornsteinquerschnitt = $^1/_6$ der gleichzeitig betriebenen Rostfläche macht. Bei genügender Schornsteinhöhe kommt man mit erheblich kleinerer Schornsteinweite aus.

Die Zugstärke des Schornsteins bedeutet nur die Größe des von ihm erzeugten Unterdruckes. Ob der Schornstein viel oder wenig Luft ansaugt, ist aus der Zugstärke nicht entnehmbar. Wenn man aber den Zug über dem Roste (Punkt *A* in Abb. 42) und hinter

[1] Essich: Ölfeuerungstechnik. Berlin: Julius Springer.

dem Kessel mißt (Punkt B), dann ist die Differenz ein Anhalt für die Menge der die Feuerung durchströmenden Luft. Je größer der Differenzzug, um so mehr Luft wird angesaugt. Man mißt zweckmäßig den Differenzzug unmittelbar mit einem einzigen U-Rohr, dessen einer Schenkel mit A, sein anderer mit B verbunden ist, oder mit einem feinen Manometer.

40. Künstlicher Zug. Bei Lokomotiven gibt es nur künstlichen Zug. Der Auspuffdampf strömt durch die konisch verjüngte Mündung des Auspuffrohres, das sogenannte Blasrohr, mit großer Geschwindigkeit in den Schornstein und reißt die Rauchgase mit sich. In der Abb. 44 ist a das Blasrohr. Um das Blasrohr ist ein durchlöcherter Ring gelegt, dem durch die Leitung b Frischdampf zugeführt werden kann, um das Feuer beim Stillstand der Lokomotive anzublasen. Die spätere Abb. 50 zeigt den ganzen Zusammenhang der Lokomotive. Bei Schiffskesseln wird ebenfalls künstlicher Zug in ausgedehntem Maße angewendet, der aber, da der Abdampf der Schiffsmaschinen kondensiert wird, durch Ventilatoren erzeugt wird. Bei Landkesseln wird künstlicher Zug nur in besonderen Fällen angewendet.

Um minderwertigen, feinkörnigen Brennstoff, wie Koksgrus, Schlammkohle usw. in hoher Schicht zu verbrennen, braucht man allein für den Rost 30 bis 50 mm WS Zugstärke und mehr, so daß der Schornstein nicht mehr ausreicht. Dann wendet man Unterwind an. Ein Ventilator bläst die Verbrennungsluft in den geschlossenen Aschenfall. Der Überdruck wird durch Drosseln des Windes so geregelt, daß über dem Rost kein oder nur geringer Überdruck herrscht, damit das Feuer beim Öffnen der Feuertür nicht herausschlägt. Man nennt das ausgeglichenen Zug. Hinter dem Rost wirkt allein der Schornstein. Abb. 42 veranschaulicht in der oberen Linie, wie sich bei einer Unterwindfeuerung an den vom Gebläse erzeugten Überdruck der saugende Zug des Schornsteins anschließt.

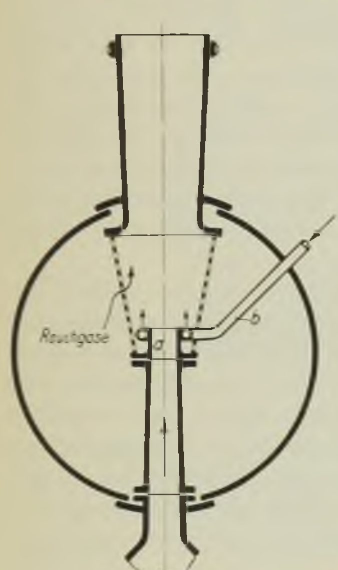


Abb. 44. Lokomotivblasrohr.

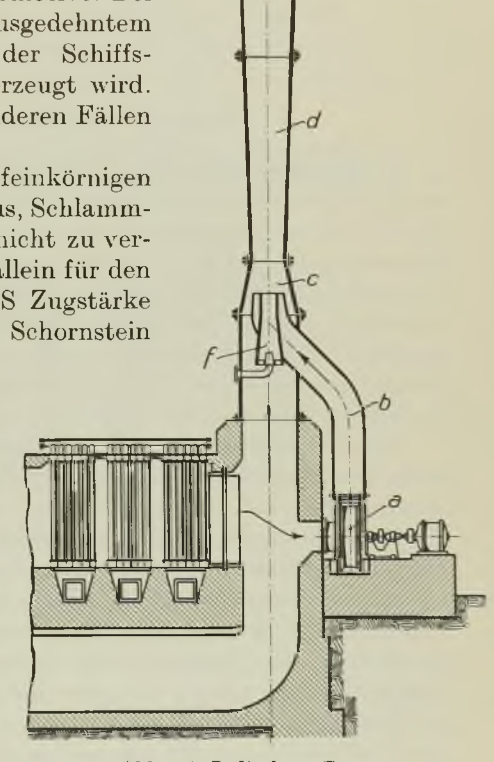


Abb. 45. Indirekter Zug.

Bildet der Brennstoff zähe Schlacke, welche die engen Spalte des Rostes zusetzt, so muß man, um den Rost zu kühlen und die Schlacke zu lockern, Dampf unter den Rost blasen; auch verwendet man wohl in solchen Fällen anstatt eines Ventilators ein Dampfstrahlgebläse. Während man aber für den Antrieb des Ventilators nur etwa 1% des erzeugten Dampfes verbraucht, muß man beim Dampfstrahlgebläse 5% und mehr rechnen, insbesondere, wenn die Düsen ausgeschlissen sind. Deshalb ist es meist zweckmäßiger, im Aschenfall Wasser zu halten, aus dem sich genügend Dampf entwickelt, und den Unterwind durch einen Ventilator zu erzeugen.

Beim künstlichen Saugzug, der durch einen Ventilator erzeugt wird, unterscheidet man direkten und indirekten Saugzug. Beim direkten Saugzug saugt der Ventilator aus dem Fuchs und wirft die Rauchgase in den Schornstein. Dabei wird der Ventilator

verhältnismäßig groß, hat aber geringe Pressung zu erzeugen und hat deshalb geringen Kraftverbrauch. Das neben dem heiß werdenden Ventilatorgehäuse liegende Lager muß gekühlt werden. Anordnung und Wirkungsweise des indirekten Zuges werden durch Abb. 45 veranschaulicht. Ausführungen dieser Art findet man insbesondere bei Elektrizitätswerken. Als Ersatz des gemauerten Schornsteins dient ein eiserner, der nach Art eines Ejektors geformt ist, und in den durch einen kleinen, schnellaufenden Ventilator Luft mit 40 bis 50 m/s Geschwindigkeit eingeblasen wird, die die Rauchgase mit sich reißt. Beim indirekten Zuge braucht der Ventilator erheblich mehr Kraft als beim direkten Zuge, etwa 2% der Kesselleistung, leidet aber nicht unter den Rauchgasen. Der Schornstein muß beim indirekten Zuge sowohl die Rauchgase als die eingeblasene Luft abführen. Letzteres fällt weg, wenn der Ventilator anstatt frischer Luft einen Teilstrom der Rauchgase absaugt und in den Schornstein einbläst.

V. Dampfkesselbauarten und Dampfkesselzubehör.

41. Überblick über die Dampfkesselbauarten. Heute noch weit verbreitet, namentlich in mittleren und kleineren Betrieben, sind die Flammrohrkessel. Es sind solide Kessel, die im Flammrohre die schärfste Hitze vorzüglich ausnützen, an die Güte des Speisewassers mäßige Anforderungen stellen, und mit ihrem verhältnismäßig großen Wasserinhalt starken Schwankungen des Dampfverbrauches gewachsen sind. Die Flammrohrkessel werden aber bei hohem Dampfdrucke sehr schwer, weil die Kesselbleche entsprechend dick sein müssen, und brauchen große Grundfläche. Um nicht übermäßig große Kesseldurchmesser und -längen zu bekommen, baut man Flammrohrkessel nur bis 125 m² Heizfläche. Der höchste Druck beträgt etwa 16 bis 18 at.

Neben den Flammrohrkesseln haben die Wasserröhrenkessel immer größere Bedeutung erlangt. Die Wasserröhrenkessel sind schwieriger zu reinigen, verlangen besseres Speisewasser als Flammrohrkessel und haben verhältnismäßig kleinen Wasserinhalt. Sie sind aber leichter als Flammrohrkessel, insbesondere bei hohen Dampfdrücken, weil die Wasserröhren auch bei hohem Drucke nur geringe Wanddicke haben, und brauchen viel kleinere Grundfläche; ferner kann man bei Wasserröhrenkesseln in Verbindung mit Wanderrostfeuerungen oder Treppenrostfeuerungen bequem große Einheiten bauen (bis zu 2000 m² Heizfläche). Gute Wirkungsgrade und schnelle Betriebsbereitschaft sind weitere Vorteile. Neue Anlagen (von 70 m² Heizfläche an) werden daher fast nur noch als Wasserröhrenkessel gebaut.

Von den Wasserröhrenkesseln sind die Heiz- oder Feuerröhrenkessel zu unterscheiden. Bei den Wasserröhrenkesseln geht das Wasser durch die Röhren, bei den Heiz- oder Feuerröhrenkesseln geht das Feuer durch die Röhren. Auch die Heizröhrenkessel brauchen kleinere Grundfläche als die Flammrohrkessel und haben kleineren Wasserinhalt. Besonders verbreitet sind Feuerbüchskessel mit Heizröhren, z. B. Lokomotiv- und Lokomobilkessel. Ferner verwendet man Heizröhrenkessel in Verbindung mit Flammrohrkesseln.

42. Großwasserraumkessel. Kleinwasserraumkessel. Flammrohrkessel sind Großwasserraumkessel. Sie enthalten etwa 200 kg Wasser auf 1 m² Heizfläche. Röhrenkessel sind Kleinwasserraumkessel. Feuerbüchskessel mit Heizröhren enthalten etwa 120 kg Wasser für 1 m² Heizfläche. Wasserröhrenkessel mit schrägen Röhren und Wasserkammern enthalten etwa 60 kg und Steilrohrkessel etwa 50 bis 60 kg für 1 m² Heizfläche.

Die ausgleichende Wirkung des Wasserinhaltes bei schwankender Dampfentnahme sei an einem Zahlenbeispiel erläutert. Ein Flammrohrkessel von 100 m² Heizfläche enthalte $100 \cdot 200 = 20000$ kg Wasser und erzeuge stündlich 1900 kg Dampf von

10 at. Das Speisewasser sei auf 32° vorgewärmt, so daß zur Bildung von 1 kg Dampf 630 kcal aufzuwenden sind, stündlich also insgesamt 630·1900 = 1200000 kcal. Nun stocke die Dampfentnahme 6 Minuten, während gleichmäßig weitergefeuert wird; dann gehen die überschüssigen 120000 kcal in das Kesselwasser und dessen Temperatur steigt um 120000 : 20000 = 6°, während der Dampfdruck von 10 at auf 11,4 at steigt. Umgekehrt liefert der Kessel, wenn vorübergehend mehr Dampf entnommen wird, als durch die Feuerung erzeugt wird, diesen Mehrbedarf aus der Wärme seines Wasserinhaltes, dessen Temperatur entsprechend fällt. Um aus siedendem Wasser Dampf von 10 at zu erzeugen, braucht man 483 kcal/kg. Läßt man in unserem Kessel 6° Temperaturabfall zu, so werden 6·20000 = 120000 kcal frei, die aus dem siedenden Wasser 248 kg Dampf erzeugen. Der Dampfdruck sinkt dabei von 10 at auf 8,7 at. Man erkennt aus dem Zahlenbeispiel, wie wichtig ein großer Wasserinhalt für den günstigen Ausgleich zwischen Dampferzeugung und Dampfverbrauch ist. Bei Wasserröhrenkesseln erhält man wegen ihres kleineren Wasserinhaltes unter sonst gleichen Verhältnissen mehrfach größere Druckschwankungen, so daß man sie für stark schwankende Dampfentnahme nicht anwendet oder einen besonderen Speicherkessel zuschaltet oder Verbrennungsregler einbaut, die die Dampfspannung gleich halten.

43. Flammrohrkessel. Kleinere Kessel werden mit einem Flammrohre, größere mit zwei Flammrohren ausgeführt. Dreiflammrohrkessel sind selten. Die Flammrohre er-

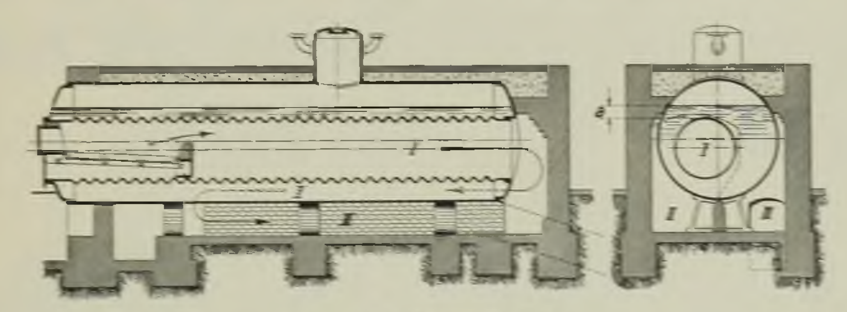


Abb. 46. Einflammrohrkessel.

leiden den Überdruck des Dampfes von außen und müssen versteift werden. Das geschieht in der Weise, daß man die Flammrohre als Wellrohre ausführt.

Die Feuerung ist in der Regel als Innenfeuerung mit Planrost, selten als Vorfeuerung ausgeführt. Die Flammrohre bilden den ersten Zug und nehmen die schärfste Hitze auf. Dann kehren die Gase um und bespülen die eine Hälfte des Kesselmantels (zweiter Zug), gehen wieder nach vorn und bespülen die andere Hälfte des Kesselmantels (dritter Zug). Anstatt dieser gebräuchlichsten Einmauerung, die auch bei den in Abb. 46 und 47 dargestellten Kesseln angewendet ist, findet man auch, daß der zweite Zug aus zwei parallel geschalteten Seitenzügen besteht, während der dritte als Oberzug oder Unterzug ausgeführt ist.

Abb. 46 zeigt einen Einflammrohrkessel. Abb. 47 zeigt zwei gemeinsam eingemauerte, mit Überhitzern ausgerüstete Zweiflammrohrkessel größter Abmessungen (J. Piedboeuf). Der dem Dampfraum entnommene Kesseldampf wird bei der in Abb. 47 dargestellten Ausführung mit Hilfe des sogenannten Triole-Ventils (A. Sempell, München-Gladbach) entweder durch den Überhitzer oder geradeswegs in das Hauptdampfrohr geleitet. Wie aus der Abb. 48 erkenntlich ist, tritt der Kesseldampf bei *a* ein, und der Überhitzer liegt zwischen b_1 und b_2. Wenn die beiden Ventilspindeln die gezeichnete Stellung haben, ist der Überhitzer eingeschaltet; schraubt man beide Ventilspindeln auseinander, erhält der Überhitzer keinen Dampf. Ferner kann man Mischdampf herstellen und den Kessel gegen die Leitung und den Überhitzer absperren, ebenso die Leitung gegen Kessel und Überhitzer.

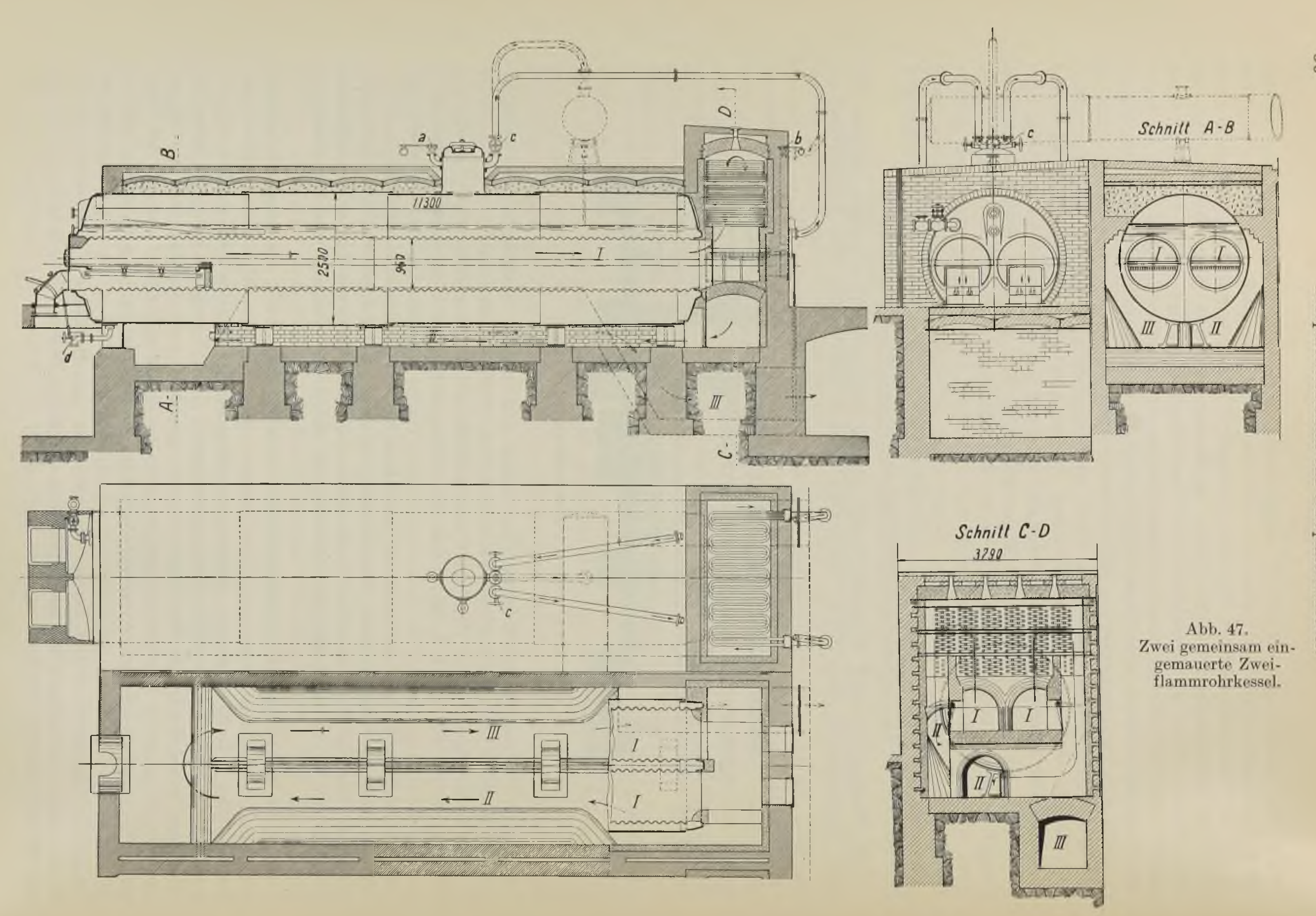


Abb. 47. Zwei gemeinsam eingemauerte Zweiflammrohrkessel.

Um an Grundfläche zu sparen, hat man auch Doppelflammrohrkessel gebaut, indem man zwei kürzere Flammrohrkessel übereinander setzt. Nur die unteren Flammrohre erhalten Feuerungen, weswegen die oberen Rohre Rauchrohre heißen.

Die stündliche Dampfleistung beträgt bei Einflammrohrkesseln 15 bis 25 kg/m² und bei Zweiflammrohrkesseln 16 bis 30 kg/m².

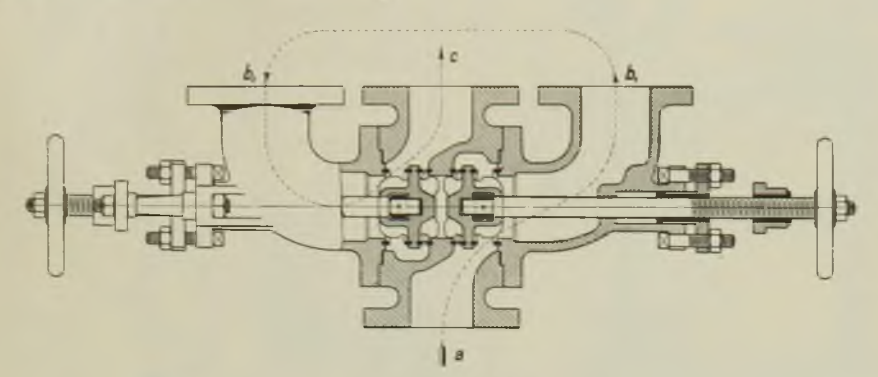


Abb. 48. Triole-Ventil.

44. Heiz- oder Feuerröhrenkessel. Bei den Heizröhrenkesseln geht das Feuer durch die Röhren und das Wasser umspült sie. Das Wasser ist in einem verhältnismäßig großen Kessel eingeschlossen, der bei hohem Druck dicke Wände erfordert und sehr schwer wird.

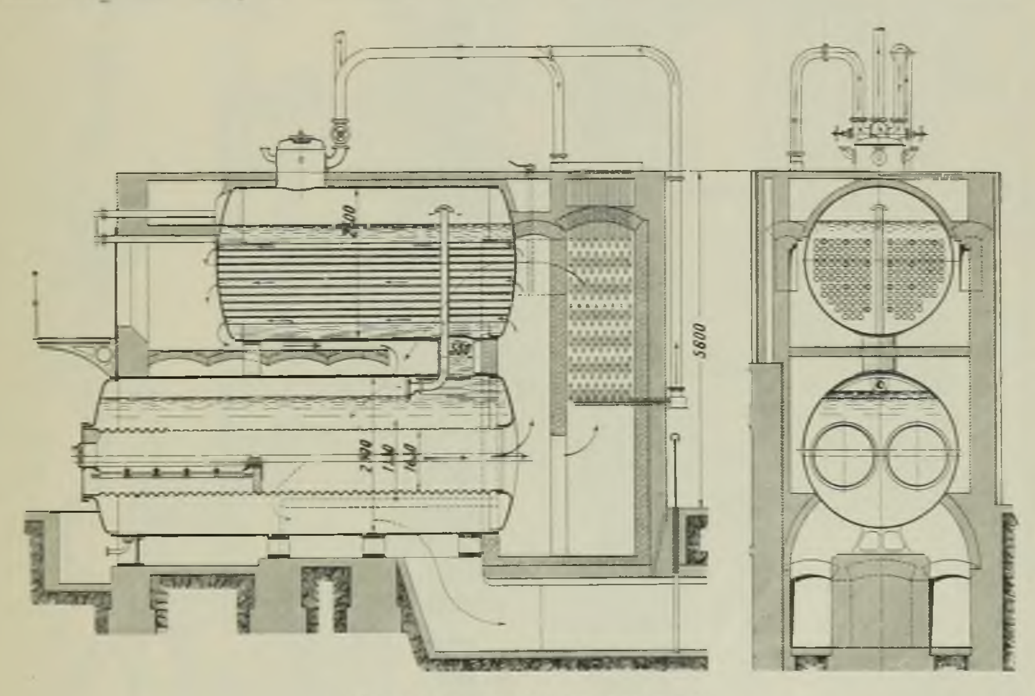


Abb. 49. Flammrohrheizröhrenkessel.

Reine Heizröhrenkessel werden kaum gebaut. Die in der Abb. 49 dargestellte Verbindung eines Flammrohrkessels mit darüber liegendem Heizröhrenkessel ist dagegen häufig ausgeführt worden. Ältere Bauarten hatten nur im Oberkessel einen Dampfraum. Der gezeichnete Doppelkessel dagegen (J. Piedboeuf) hat, wie alle neuen Ausführungen, sowohl im Oberkessel wie im Unterkessel einen Dampfraum, um mit Hilfe der über doppelt so großen Verdampfungsfläche möglichst trockenen Dampf zu liefern. Bei diesen Kesseln ist

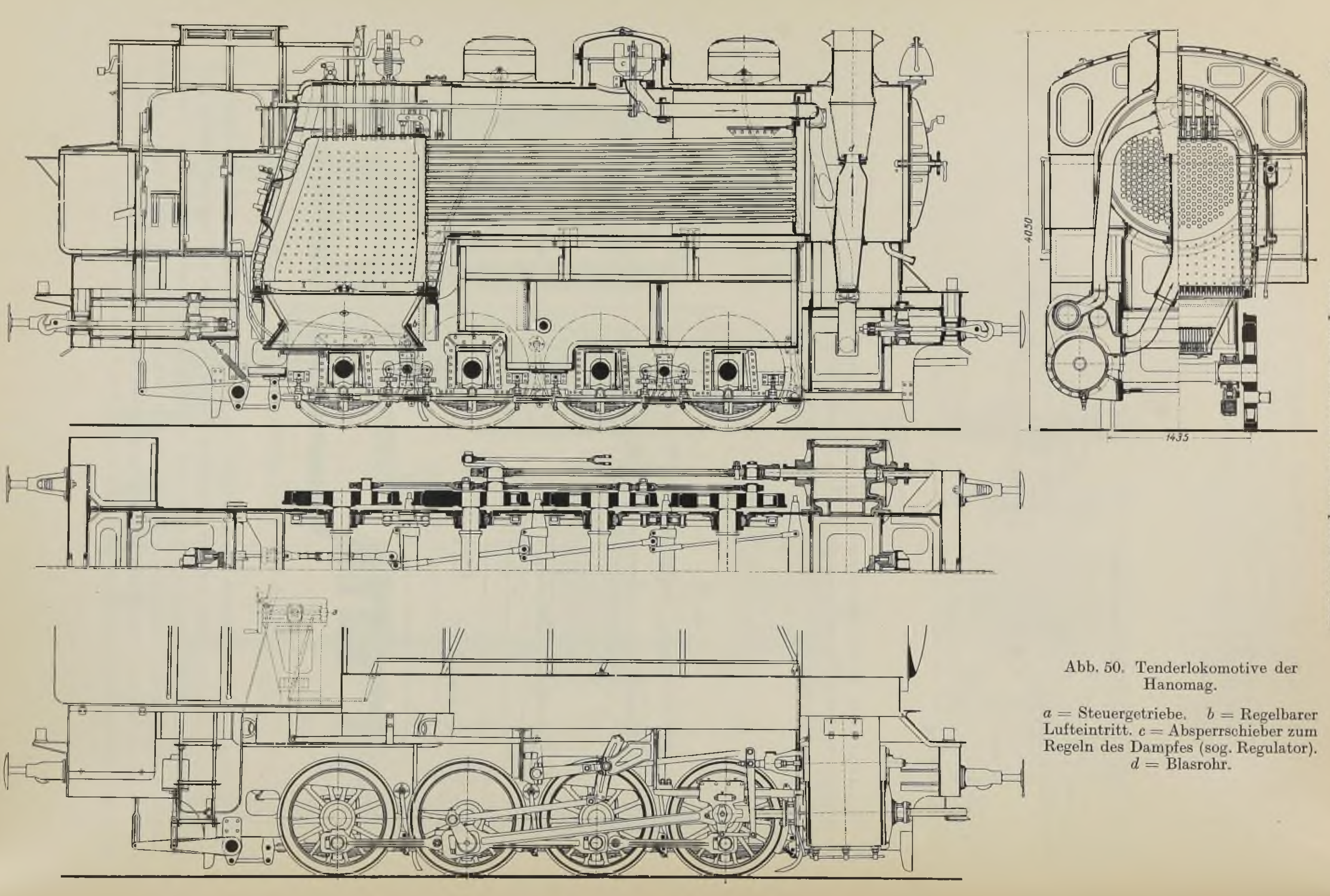


Abb. 50. Tenderlokomotive der Hanomag.

a = Steuergetriebe. b = Regelbarer Lufteintritt. c = Absperrschieber zum Regeln des Dampfes (sog. Regulator). d = Blasrohr.

die Rostfläche im Verhältnis zur Heizfläche klein, auch wenn man den Rost länger als 2 m macht. Es heißt also gute Kohle feuern, um die Heizfläche hinreichend auszunutzen.

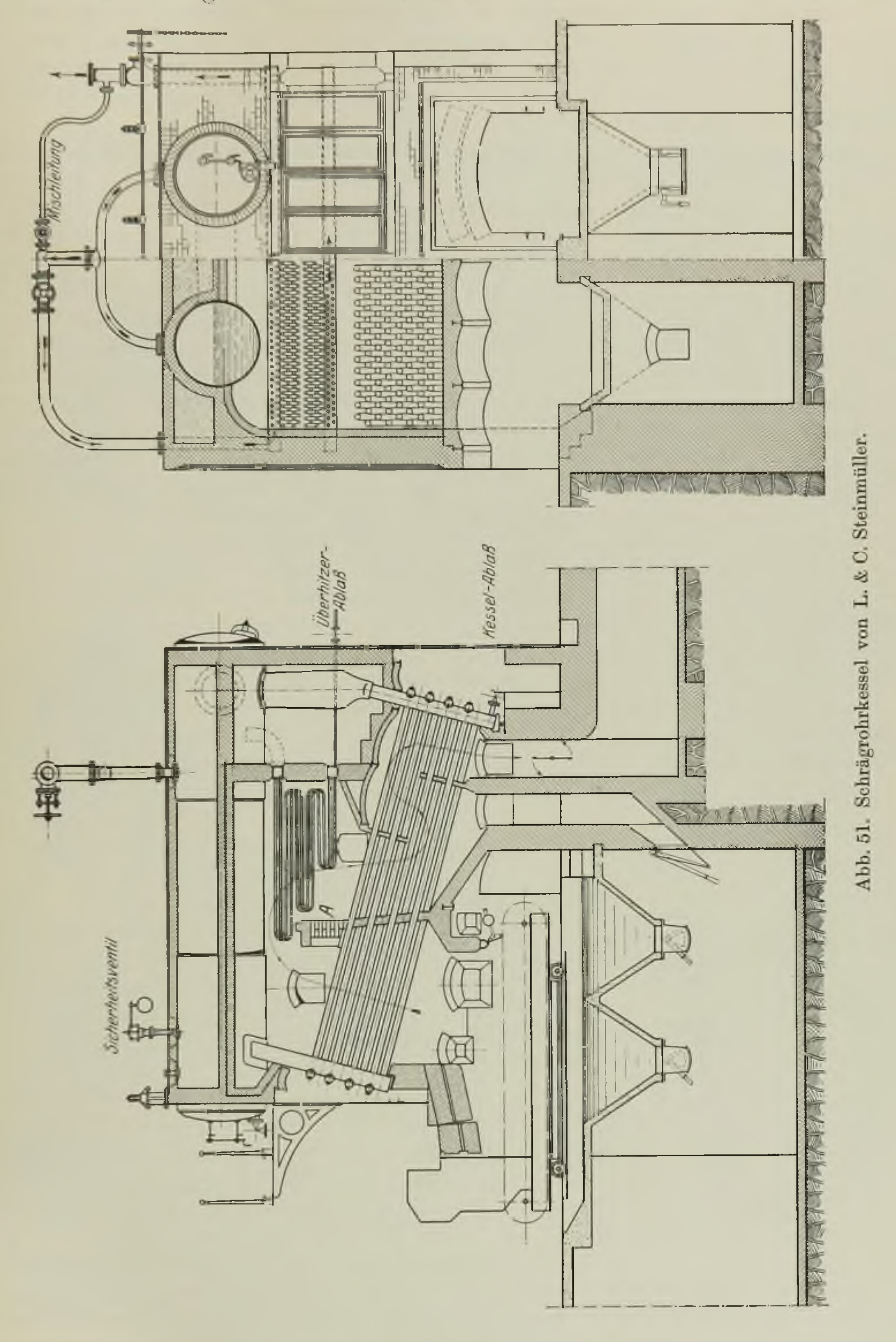


Abb. 51. Schrägrohrkessel von L. & C. Steinmüller.

In Verbindung mit einer Feuerbüchse werden die Heizröhrenkessel für Lokomotiv- und Lokomobilkessel verwendet. Lokomotivkessel haben kubische Feuerbüchsen aus Kupferblech. Die Wände der Feuerbüchse sind, damit sie dem Dampfdruck widerstehen,

entweder versteift oder gegen die Kesselwände durch kupferne Stehbolzen verankert. Die Ausführung eines Lokomotivkessels ist aus der Abb. 50 (Hanomag) ersichtlich, die eine normalspurige Tenderlokomotive für Industriezwecke darstellt, welche mit gesättigtem Dampfe betrieben wird. Die Rostfläche ist 2,3 m², die Heizfläche 150 m², das Dienstgewicht beträgt 64 t. Mit dem Spindelgetriebe *a* wird die Kulissensteuerung (vgl. Ziffer 80) verstellt, bei *b* tritt die Verbrennungsluft in regelbarer Menge ein, *c* ist ein Absperrschieber, der sogenannte Regler, *d* ist das Blasrohr (vgl. Ziffer 40).

45. Wasserröhrenkessel. Das Wasser geht durch die Röhren und das Feuer umspült sie. Das Feuer wird durch die Einmauerung zusammengehalten. Die Röhren haben meistens 95 mm äußeren Durchmesser und 3½ bis 3¾ mm Wanddicke, die auch für hohe Drücke ausreicht. Durch die Wasserröhren schafft man auf kleiner Grundfläche große Heizfläche. Wenn man den Rost von Hand bedient und deswegen nur 2 m lang machen darf, wird man häufig die Heizfläche nicht genügend ausnutzen können. Schafft man — um stark zu feuern — durch einen Wanderrost oder einen Treppenrost große Rostflächen, so kann man die Heizfläche stark anstrengen und große Kesselleistungen herausholen, muß aber, weil die Kesselgase noch ziemlich heiß abziehen, hinter den Kessel einen Rauchgasvorwärmer setzen, der die Rauchgase bis annähernd 200° abkühlt. Derartige Wasserröhrenkessel, die in Einheiten bis 600 m² Kesselheizfläche gebräuchlich und bis 1000 m² Heizfläche ausgeführt sind, bilden in Kraftwerken die herrschende Bauart; sie leisten betriebsmäßig stündlich etwa 25 bis 30 kg/m² als Schrägrohrkessel und etwa 30 bis 50 kg/m² als Steilrohrkessel, bei denen sogar stündliche Leistungen bis zu 100 kg/m² erreicht worden sind. Je höher man die Kesselleistung treibt, um so eher treten örtliche Überanstrengungen, Wärmestauungen, Rohrausbeulungen usw. auf, um so wichtiger ist es, den Kessel so elastisch zu gestalten, daß er den Dehnungen durch die Wärme folgt, ferner für bestes Speisewasser und beste Reinigung zu sorgen.

Die Hauptmenge des Dampfes wird in den Wasserröhren entwickelt. Damit der erzeugte Dampf abströmen kann, müssen die Röhren geneigt oder senkrecht angeordnet sein. Da die Röhren selbst nur wenig Wasser enthalten, werden sie mit einem oder mehreren Kesseln verbunden; die Verbindung muß so sein, daß man die Röhren reinigen und auswechseln kann. Je nachdem man das Wasserröhrenbündel mit dem Kessel verbindet, unterscheidet man Schrägrohr- oder Wasserkammerkessel und Steilrohrkessel.

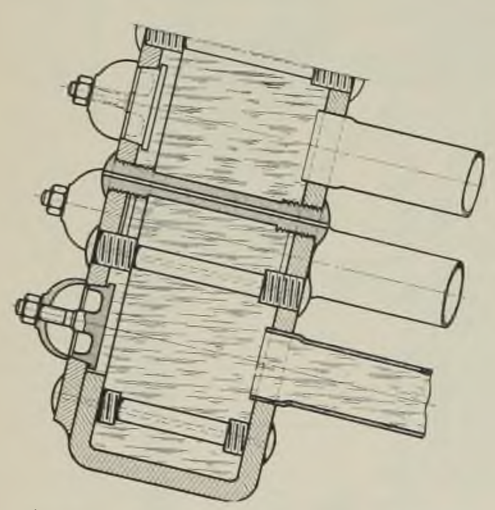


Abb. 52. Unterer Teil einer Wasserkammer.

Bei den Schrägrohrkesseln sind die Wasserröhren, die eine Neigung 1 : 5 bis 1 : 4 haben, durch eine vordere und eine hintere Wasserkammer mit einem oder zwei Oberkesseln verbunden. Der entwickelte Dampf steigt durch die vordere Wasserkammer in den Kessel, während das Wasser durch die hintere Wasserkammer nachtritt. Man macht die Röhren 5 bis 5,5 m lang. Bei den eigentlichen Hochleistungskesseln verwendet man Röhren von nur 4 m Länge, weil sonst der erzeugte Dampf so stark abströmen würde, daß die Röhren nicht mehr genügend Wasser führen. Abb. 51 zeigt den Aufbau der Wasserkammerkessel. Abb. 52 zeigt den unteren Teil einer Wasserkammer im Querschnitte. In die innere Wand, die sogenannte Rohrwand, sind die Wasserröhren eingesetzt. Die Bohrung ist einige Millimeter größer als die Röhren, und die Röhren werden eingewalzt. In der äußeren Wand sind in der Achse der Röhren Löcher, um die Röhren zu reinigen und auszuwechseln. Diese Löcher sind im Betrieb durch Verschlußdeckel geschlossen, die von innen eingesetzt werden, damit sie der Dampfdruck anpreßt. Die Verschluß-

deckel werden durch längliche Löcher eingeführt, die zwischen den runden Löchern verteilt sind. Die Verschlußdeckel für die länglichen Löcher können von außen eingeführt

Abb. 53. Teilkammerkessel der Babcock-Werke.

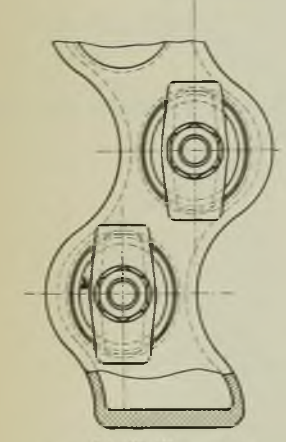


Abb. 54. Teilkammer des Babcock-Kessels.

werden, indem man den Deckel schmal durch die weite Öffnung des Loches führt. Die vordere und die hintere Wand der Wasserkammern sind gegeneinander durch Stehbolzen versteift. Das Blech zwischen ihnen, das Umlaufblech, wurde früher eingeschweißt. Im Zusammenhang mit den höher getriebenen Kesselleistungen haben sich aber Wasserkammerexplosionen ereignet, infolge deren die frühere Ausführungsart verboten worden ist. Eine sehr gute Lösung ist die in der Abb. 52 dargestellte Konstruktion der Firma L. & C. Steinmüller, bei der die Rohrwand der Wasserkammer so umgezogen ist, daß ein besonderes Umlaufblech nicht nötig ist.

In den Abb. 51 und 53 sind Schrägrohrkessel verschiedener Erbauer dargestellt. Abb. 51 zeigt einen Schrägrohrkessel von L. & C. Steinmüller, Gummersbach. Bei dem Schrägrohrkessel der Babcock-Werke Oberhausen, Abb. 53 sind die Wasserkammern in schmale schlangenförmige Kammern gegliedert, die mit den am Oberkessel angenieteten Querkammern durch eingewalzte Anschlußrohre verbunden sind. Abb. 54 zeigt Einzelheiten dieser den Babcock-Kessel kennzeichnenden Teilkammern, die nahtlos gezogen sind und die den Kesel elastisch machen.

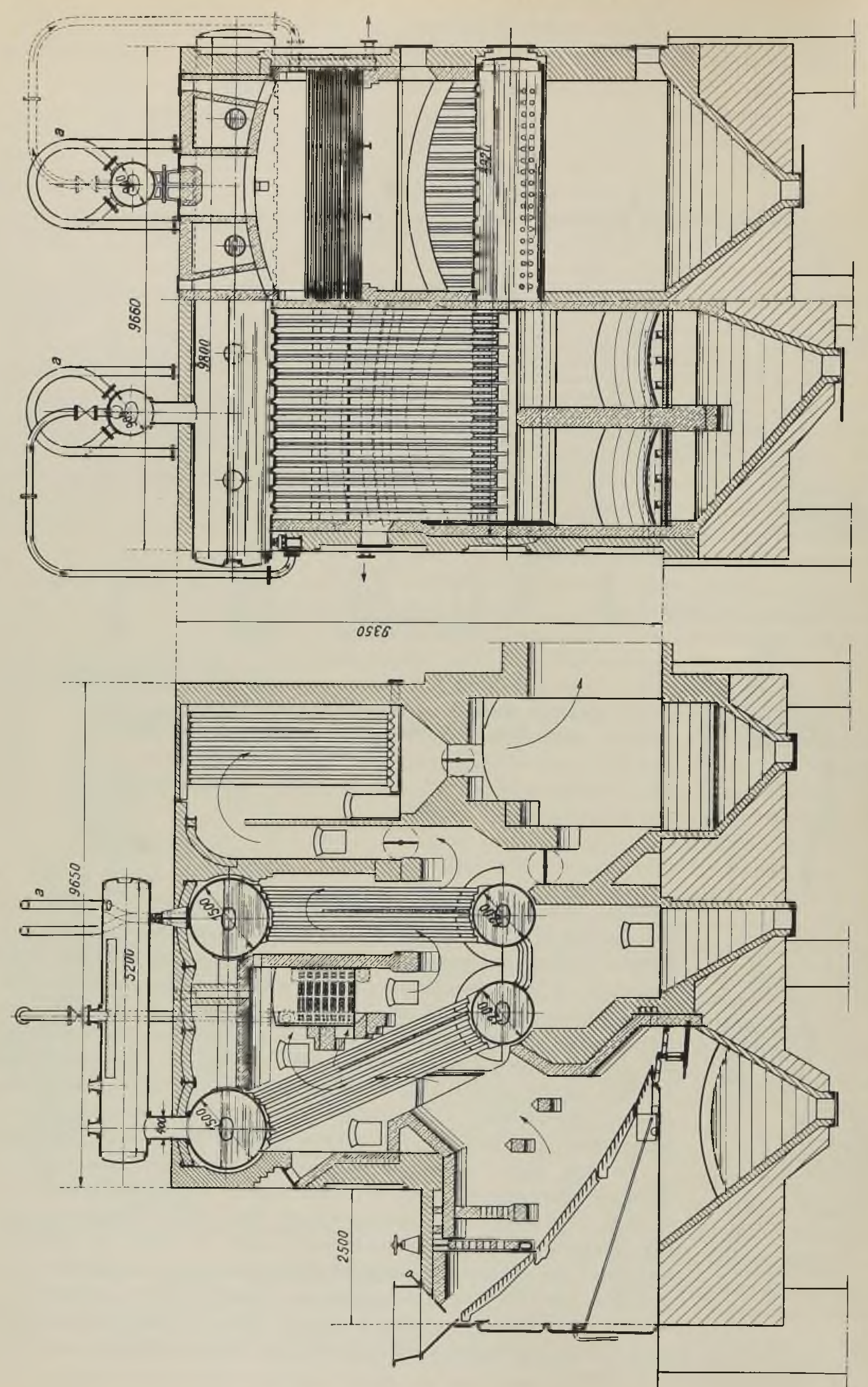


Abb. 55. Garbe-Zweibündelkessel der Düsseldorf-Ratinger Röhrenkesselfabrik vorm. Dürr & Co.

Neben den Schrägrohrkesseln mit Wasserkammern haben sich in den letzten Jahrzehnten die Steilrohrkessel entwickelt und werden insbesondere für große Leistungen viel angewendet. Ein oder mehrere Oberkessel werden mit einem oder mehreren Unterkesseln durch Wasserröhren von etwa 80 mm Durchm. und 3 mm Wanddicke verbunden. Die Oberkessel sind im Kesselgerüst gelagert, die Unterkessel hängen an den Röhren. Die Kessel müssen so groß sein, daß man in sie hinein kann, um die Röhren zu reinigen und auszuwechseln. Damit die Wasserröhren senkrecht in die Kessel einmünden, müssen sie gebogen sein; das ist unbequem beim Reinigen und Auswechseln, hat aber den Vorteil, daß der Kessel elastisch wird und den Dehnungen durch die Erhitzung folgt. Um

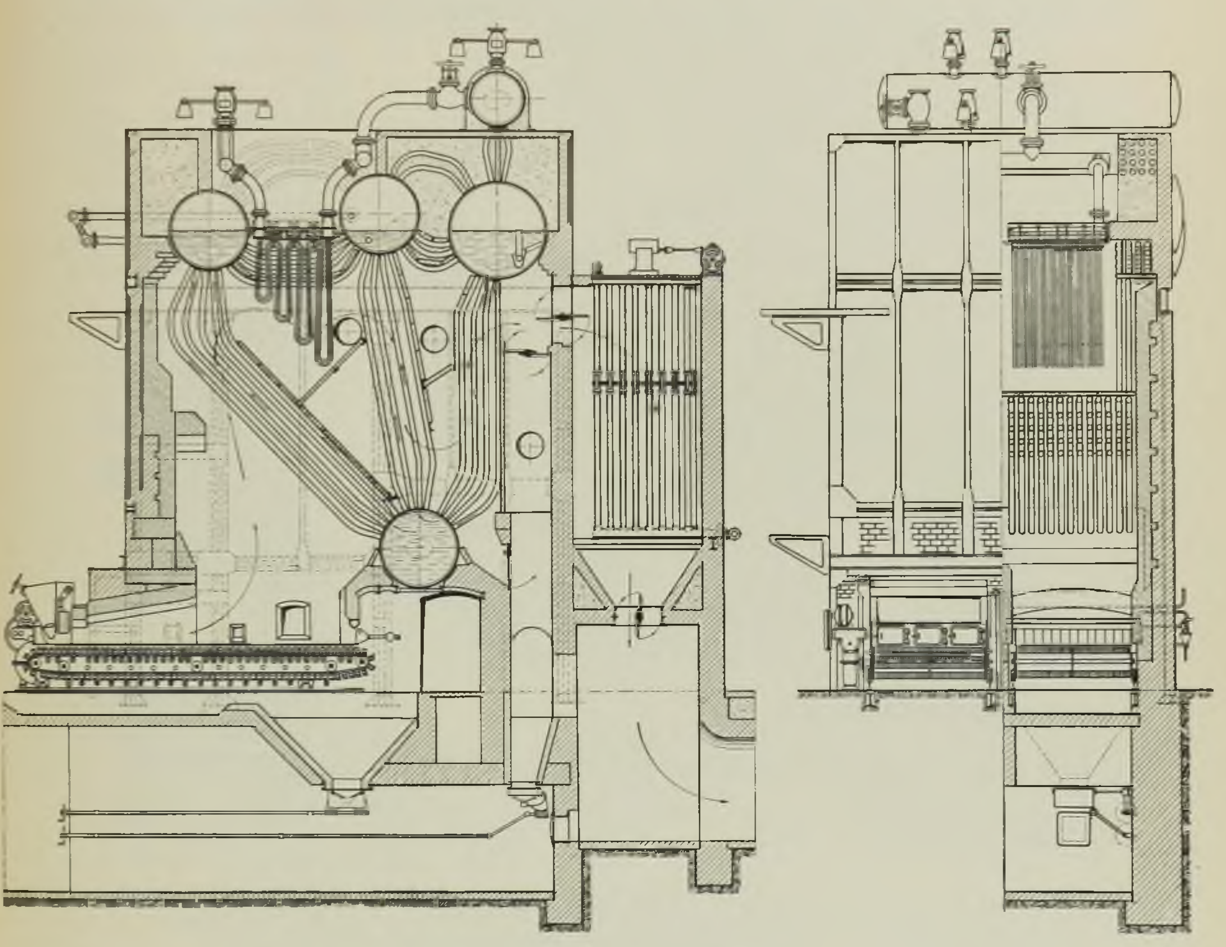


Abb. 56. Stirling-Kessel der Hanomag.

gerade Wasserröhren verwenden zu können, muß man das Kesselblech in der von Garbe angegebenen Art buckeln (Stufenplatte von Garbe, vgl. Abb. 55). Steilrohrkessel sind einfacher als Wasserkammerkessel, weil die Wasserkammern und die Rohrverschlüsse fehlen; die steilen Röhren lassen den entwickelten Dampf gut abströmen, und die Flugasche setzt sich auf den steilen Röhren weniger ab als auf den wenig geneigten Röhren der Schrägrohrkessel. Um Röhren auszuwechseln, muß man aber den Steilrohrkessel, weil man in den Kessel hinein muß, länger still legen als den Schrägrohrkessel.

Abb. 55 zeigt den weitverbreiteten Garbe-Kessel der Düsseldorf-Ratinger Röhrenkesselfabrik vorm. Dürr & Co. Der gezeichnete Zweibündelkessel hat 650 m² Kesselheizfläche, 169 m² Überhitzerheizfläche und 416 m² Ekonomiserheizfläche. Garbeplatte und Mantelblech sind bei dieser Ausführung aus einem Stücke angefertigt, so

daß nur eine Längsnaht vorhanden ist, die man so legt, daß sie der scharfen Hitze entzogen ist. Die Röhren haben 76 mm Durchm. Damit der Kessel elastisch bleibt, sind die unteren Kessel durch gebogene Rohre verbunden, und bei den oberen Kesseln ist die Dampfverbindung ebenfalls elastisch. Abb. 56 zeigt den viel angewendeten Stirling-Kessel in der Ausführung der Hanomag. Es wird in den hinteren oberen Kessel gespeist, aus dem das Wasser in den Unterkessel niedersinkt, der zugleich als Schlammsammler dient. Alle Verbindungen zwischen den Kesseln sind durch gebogene Röhren hergestellt, so daß der Kessel große Elastizität besitzt. Abb. 57 zeigt den Burkhardt-Kessel von Petry-Dereux mit 2 sich kreuzenden Steigrohrbündeln und 2 Fallrohrbündeln. Die Einführung des Hochdruckdampfes und der Kohlenstaubfeuerung hat den

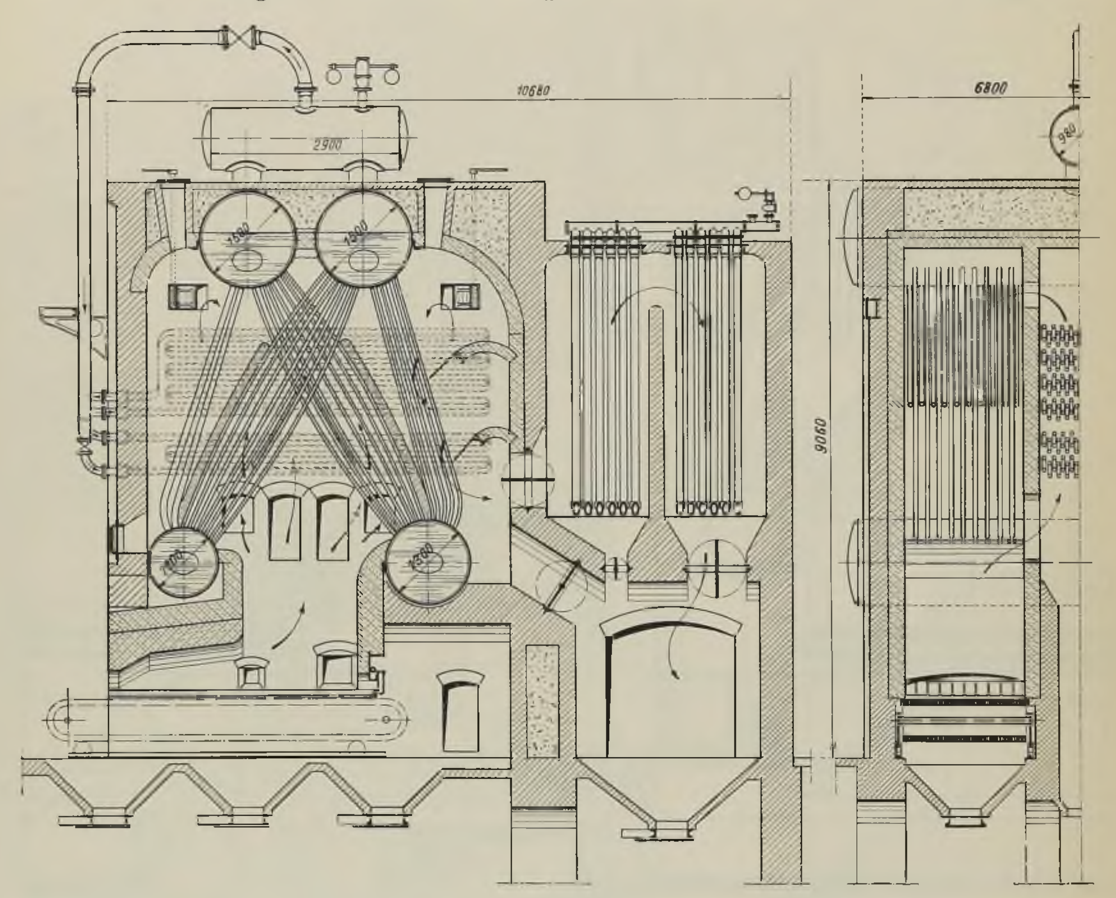


Abb. 57. Steilrohrkessel nach Burkhardt von Petry-Dereux.

Dampfkesselbau in den letzten Jahren in ganz neue Bahnen gelenkt. Kessel von 30 bis 40 at Betriebsdruck sind schon zahlreich ausgeführt worden und können heute als Norm gelten. Die für mittlere Drücke üblichen Bauarten der Teilkammerkessel und der Steilrohrkessel sind in ihrer Art auch für Hochdruck verwendbar, doch treten an Stelle der genieteten Trommeln geschweißte oder aus dem Vollen nahtlos geschmiedete Trommeln, die den höheren Drücken entsprechend eine größere Wandstärke besitzen. Eine viel weiter greifende Änderung bedingt die Kohlenstaubfeuerung. Kennzeichnend sind die großen Feuerräume, der Schutz der Brennkammern gegen übermäßige Temperaturen und besondere Schlackenroste. Die Feuerkammern machen den Hauptteil des ganzen Kessels aus. Man kann auf 1 m³ Kammerinhalt eine Leistung von 150000 bis 250000 kcal/h rechnen. Für einen Kessel von 1000 m² Heizfläche ergibt sich beispielsweise eine Brennkammer von etwa 225 m³. Der Schutz der Wände wird durch wasser-

durchflossene Rohre erreicht, die zwecks besserer Wärmeübertragung meist als Flügelrohre (Flossenrohre) ausgebildet werden. Sie stehen mit dem eigentlichen Kessel in Verbindung, so daß die in ihnen auftretende starke Verdampfung nutzbar gemacht werden kann. Einer der wichtigsten Bestandteile, der die Kohlenstaubfeuerung überhaupt erst betriebsfähig macht, ist der Schlackenrost. Bei der hohen Verbrennungstemperatur würde die Schlacke flüssig ausfallen und nach dem Erkalten eine zusammenhängende, kaum zu entfernende Masse bilden. Man läßt daher die Schlacke auf den sogenannten Granulierrost (von Kühlwasser durchflossene Rohre) fallen, durch den sie plötzlich gekühlt und dadurch gekörnt wird. Der Granulierrost steht ebenso wie die Kühlrohre der Wände mit dem Kessel in Verbindung und stellt gleichfalls eine wirksame Heizfläche dar. Abb. 58 zeigt einen Steilrohrkessel von 1000 m² Heizfläche mit Kohlenstaubfeuerung, der von den Vereinigten Kesselwerken A.-G., Düsseldorf für die Zeche Matthias Stinnes 1/2 in Karnap bei Essen geliefert worden ist. Flügelrohre und Granulierrost sind mit ihren Verbindungen mit dem Kessel aus Aufriß und

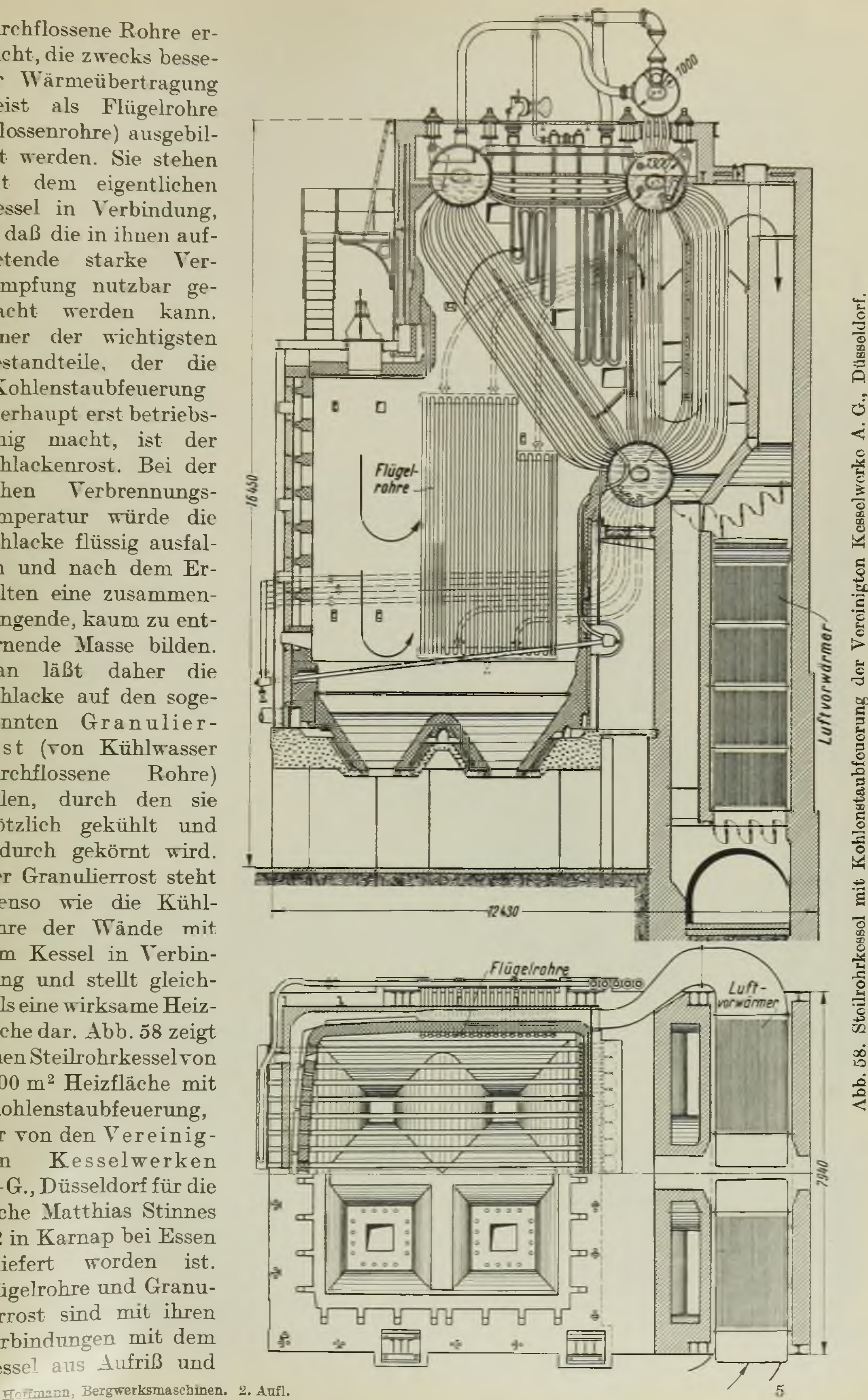


Abb. 58. Steilrohrkessel mit Kohlenstaubfeuerung der Vereinigten Kesselwerke A. G., Düsseldorf.

Grundriß deutlich zu ersehen. Der Kohlenstaub wird senkrecht nach unten eingeblasen. Die Flamme erfährt eine Umlenkung nach oben, strahlt Wärme an die Flügelrohre ab und umspült die Wasserröhren und den Überhitzer, worauf die Heizgase ihre restliche Wärme an den Luftvorwärmer abgeben und entweichen. Die vorgewärmte Luft streicht durch die Seitenwände der Brennkammer, diese kühlend und sich selbst weiter erhitzend, und wird schließlich der Feuerung von der Vorderwand aus als Sekundärluft zugesetzt. Aus Abb. 59 ist ein Steilrohrkessel mit Lopulco-Kohlenstaubfeuerung der Kohlenscheidungsgesellschaft m. b. H., Berlin, in Verbindung mit der Kohlenstaubaufbereitung[1] zu ersehen. Ein Hochleistungsteilkammerkessel mit Staubfeuerung der Babcockwerke, Oberhausen, ist in Abb. 60 dargestellt. Der Kessel hat 620 m² Heizfläche und erzeugt Dampf von 36 at und 425° C. Die Kesselheizfläche besteht aus 30 Teilkammern mit je 14 Rohren von 100 mm Außendurchmesser. Die Heizgase durchstreichen in einem Zuge zunächst die untere Gruppe der Siederohre, heizen die Überhitzerrohre und umspülen die obere Kesselrohrgruppe in zwei Zügen, da ihr Volumen durch die schnelle Wärmeabgabe stark vermindert wird. An den nahtlos geschweißten Oberkessel von 1200 mm Durchm. und 7700 mm Länge sind außer den Teilkammern auch die Wandstrahlungsrohre und der Granulierrost (*e*) angeschlossen. Der Dampf wird dem an höchster Stelle angeordneten Dampfsammler entnommen. Der Kessel hat eine eigene Mahlanlage, die aus zwei Ringwalzenmühlen (*b*) mit Windsichter (*c*)[2] besteht. Der Kohlenstaub wird durch 4 Düsen (*d*) mit etwa 30% der Verbrennungsluft eingeblasen. Die Sekundärluft tritt durch Schlitze in der Vorderwand der Brennkammer ein. Die gesamte Verbrennungsluft wird im Luftvorwärmer (*f*) und in den Kühlkanälen der Brennkammer auf etwa 250° C vorgewärmt.

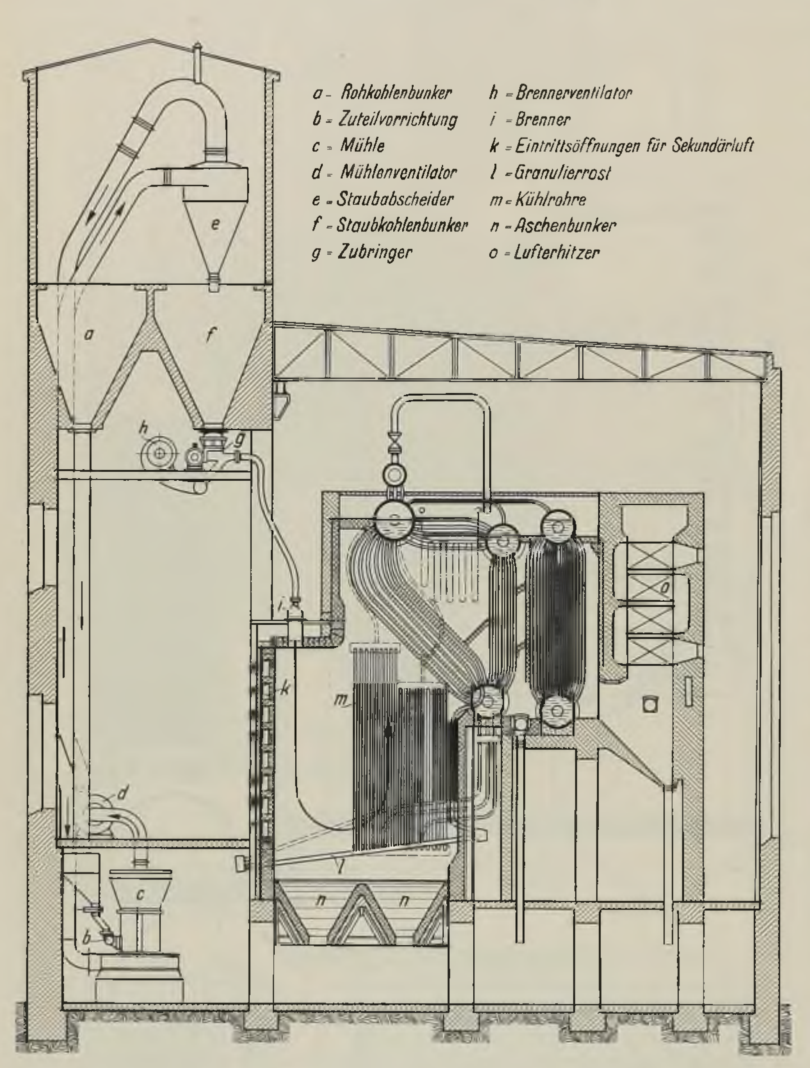


Abb. 59. Steilrohrkessel mit Lopulco-Feuerung und Einzelmahlanlage.

Geht man über die bisher normalen Grenzen von 30 bis 40 at des Hochdruckdampfes hinaus zum Höchstdruckdampf von 60 bis 100 at und mehr, so stellen diese hohen

[1] Vgl. Ziffer 53. [2] Vgl. Abb. 85.

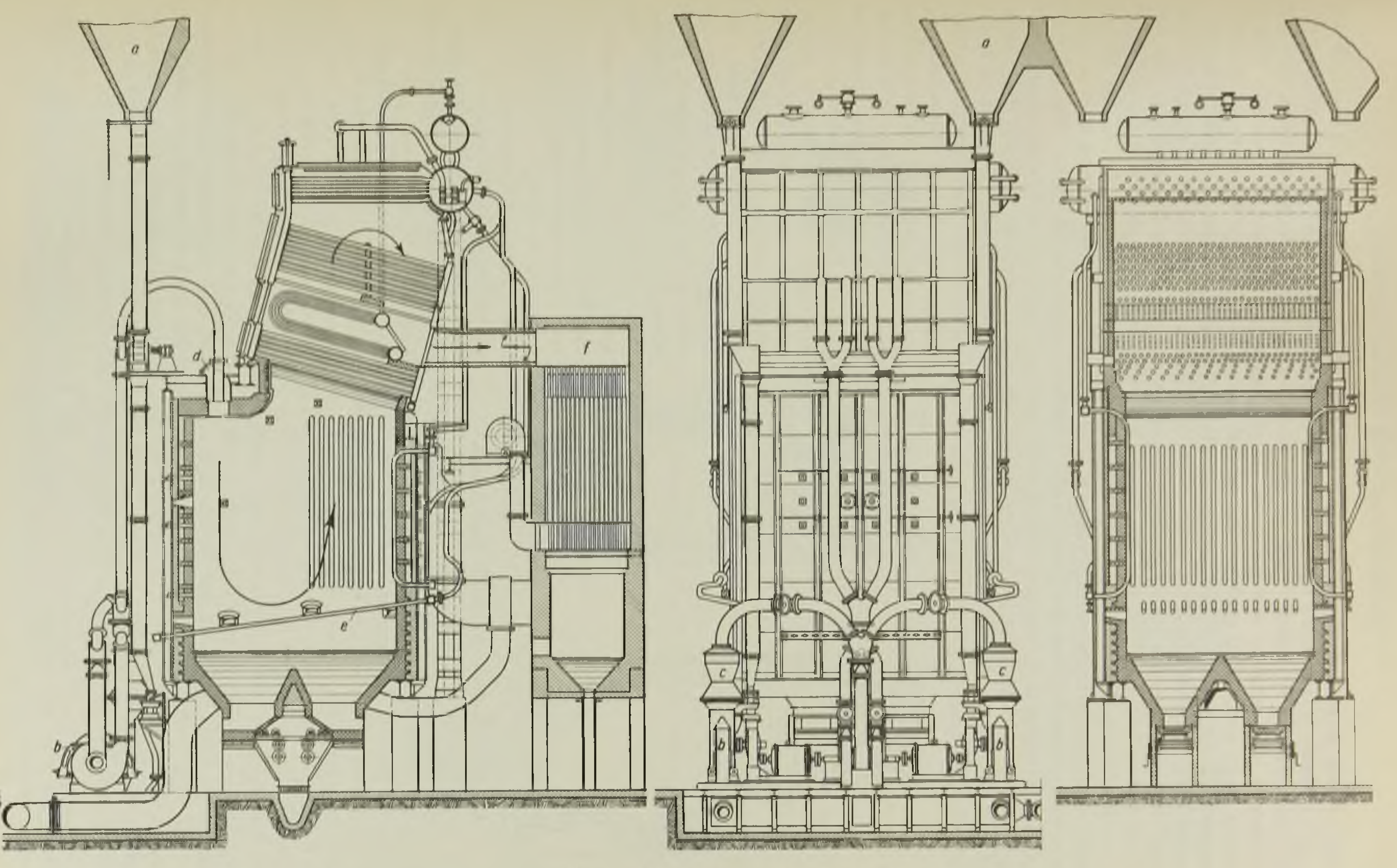


Abb. 60. Teilkammerkessel der Babcockwerke, Oberhausen (Zeche Mont Cenis, Sodingen).

Drücke ganz neue Anforderungen an die Kesselkonstruktionen[1]. Die Entwicklung ist noch im Flusse und es seien daher nur kurz einige Bauarten erwähnt. Grundlegend für die verschiedenen Konstruktionen ist die Sicherstellung des Wasserumlaufes, die Anwendung von Trommeln mit geringem Durchmesser aus Spezialstahl, um die Wandstärken nicht übermäßig groß werden zu lassen, und sorgfältigste Herstellung und Zusammenstellung der einzelnen Kesselteile. Diese Bedingungen sind nur durch Sonderkonstruktionen zu erfüllen, bei denen zu unterscheiden ist, ob der Höchstdruckdampf durch unmittelbare oder mittelbare Beheizung erzeugt wird. Ein Kessel der ersten Art ist der Atmoskessel (Abb. 61). Der Dampf wird in wagerecht gelagerten, umlaufenden ($n = 300$ Umdr.) Heizrohren (a) von etwa 300 mm Durchm. erzeugt, die an den Enden durch sorgfältig gedichtete Stopfbüchsen abgeschlossen sind. Das Wasser wird auf der einen Seite zugeführt und der Dampf auf der andern abgeleitet. Die Rohre sind nur zum Teil mit Wasser gefüllt, das durch die Zentrifugalkraft gegen die Rohrwandung gepreßt wird. Die an der Wand entstehenden Dampfblasen werden in den inneren Hohlraum gedrängt, so daß die Wand stets gut gekühlt bleibt und eine außerordentlich hohe Heizflächenbeanspruchung (bis 277 kg/m²h) gefahrlos zu erreichen ist. Ein Nachteil sind die gegen den hohen Betriebsdruck schwer abzudichtenden Stopfbüchsen. Gleichfalls mit unmittelbarer Beheizung arbeitet der Bensonkessel. Der Dampf wird in Rohrschlangen beim kritischen Druck erzeugt, so daß sein Volumen dem Wasservolumen gleichbleibt. Nach erfolgter Überhitzung wird der Dampf auf den Betriebsdruck von etwa 100 at herabgedrosselt. Beide Kessel sind durch ihren geringen Wasserinhalt gekennzeichnet. Ihr Speichervermögen ist daher gering, und Belastungsschwankungen müssen durch Feuerungsregelung ausgeglichen werden. — Von Kesseln mit mittelbarer Beheizung sind der Schmidthöchstdruckkessel und der Löfflerkessel zu erwähnen.

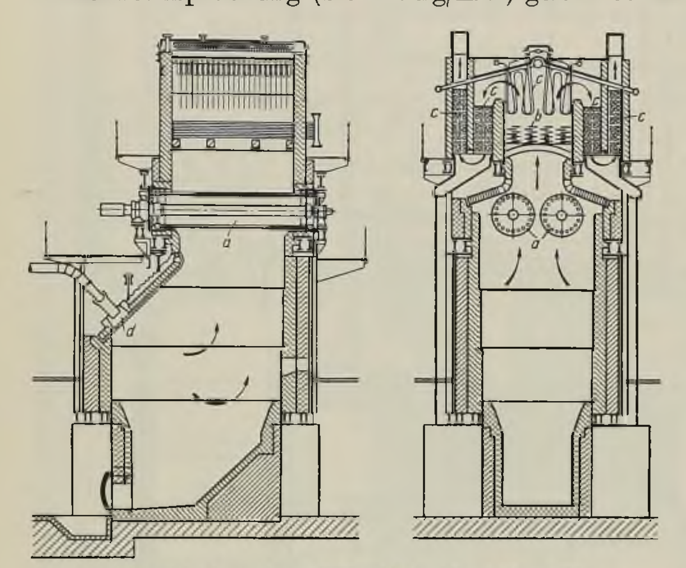


Abb. 61. Atmoskessel für Höchstdruckdampf[2].

Beim Schmidtkessel wird Dampf sehr hohen Druckes in der Feuerung selbst erzeugt und gibt seine Verdampfungswärme in einer außerhalb liegenden Kesseltrommel, die er in Heizrohrschlangen durchfließt, an Wasser ab, welches dadurch verdampft und den eigentlichen Betriebsdampf ergibt. Der Heizdampf dient nur als Wärmeüberträger und wird im Kreislauf verwendet. Da bei diesem Kreislauf kein Wasser verloren geht, kann man für die Füllung absolut reines Wasser verwenden, so daß Kesselsteinansatz und Korrosionen vermieden werden. Ein ausgeführter Kessel hat z. B. 110 at Betriebsdruck und 160 at Heizdampfdruck. Der Löfflerkessel hat als Wärmeträger gleichfalls Dampf, der hochüberhitzt der Verdampfertrommel zugeführt wird, wo er dem zu verdampfenden Wasser zugemischt wird. Ein Kreislauf findet also nicht statt. Im Gegensatz zu den Kesseln mit unmittelbarer Beheizung erreichen die Höchstdruckkessel mit mittelbarer Beheizung durch Verwendung größerer Wasserräume in den Verdampfertrommeln eine günstigere Speicherwirkung. Das Verfahren der mittelbaren Beheizung ist billig im Aufbau und betriebssicher, doch wird es erst bei sehr hohen Dampfdrücken wirtschaftlich.

[1] Einschlägige Literatur: Abendroth: Z. V. d. I. 1927, S. 657. Gleichmann: Z. V. d. I. 1928, S. 1037. Löffler: Z. V. d. I. 1928, S. 1353, 1503 und 1638. Praetorius: Wärmewirtschaft im Kesselhaus, S. 232. Dresden: Th. Steinkopff. [2] Aus Archiv für Wärmewirtschaft 1930, S. 6.

46. Das Einwalzen der Kesselröhren. Die Abb. 62 bis 64 zeigen sogenannte Rohrwalzen. Drei gehärtete Rollen R werden durch einen konischen Dorn D von innen gegen das einzuwalzende Rohr gepreßt; indem der Dorn D unter wiederholtem Nachpressen

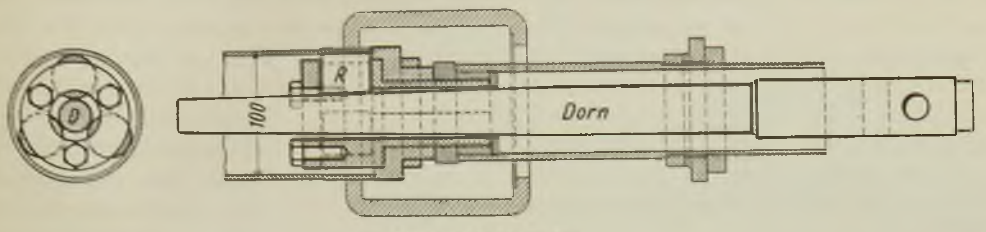


Abb. 62. Rohrwalze.

gedreht wird, wird das Rohr eingewalzt. Bei der in Abb. 62 dargestellten Rohrwalze wird das Rohr mit einem Hammer nachgetrieben, bei den beiden andern durch Gewinde.

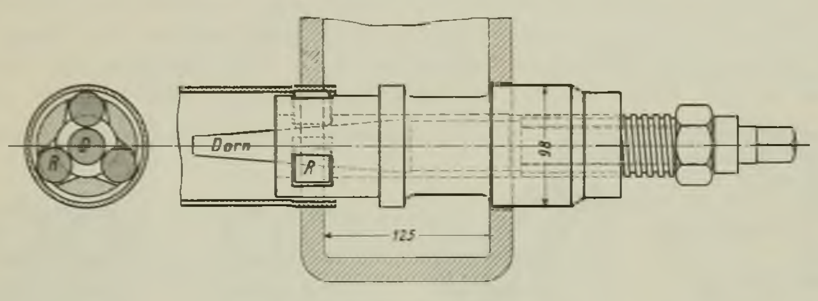


Abb. 63. Rohrwalze.

Gut eingewalzte Rohre sind durchaus sicher mit dem Kessel verbunden. Auch Flanschen werden auf Röhren durch Einwalzen befestigt, Abb. 64.

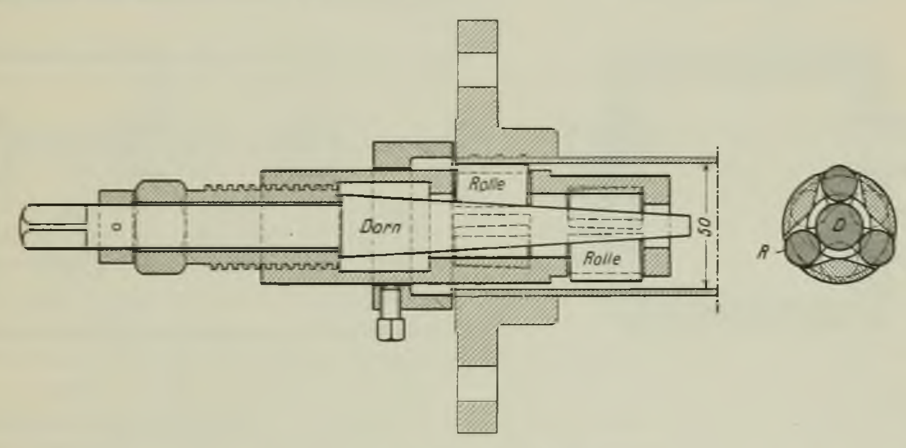


Abb. 64. Einwalzen eines Rohrflansches.

47. Dampfüberhitzer. Über Art und Bedeutung des überhitzten Wasserdampfes vgl. die Ziffern 1, 11 und 14. Der Überhitzer soll den Dampf nicht nur überhitzen, sondern auch trocknen. Das ist bei den heutigen hochbeanspruchten Kesseln besonders wichtig. Die grundsätzliche Anordnung des Überhitzers geht aus der Abb. 65 hervor. Auf dem Wege vom Kessel zur Maschine geht die Überhitzung zum Teil verloren. Wieviel, muß in jedem Falle besonders gerechnet werden. Vgl. Ziffer 54. Der Überhitzer, der heut zu jedem Kessel gehört, wird mit dem Kessel organisch verbunden, wie es die früheren Abbildungen von Flammrohr- und Röhrenkesseln zeigen. Man macht seine Heizfläche etwa

= ½ der Kesselheizfläche und setzt ihn hinter das erste Drittel der Kesselheizfläche, so daß er Rauchgase von etwa 600 bis 700° oder mehr empfängt. Der Überhitzer besteht aus rechteckigen Kammern, die durch stählerne Rohrschlangen miteinander verbunden sind. Die Schlangen führt man meist mit 38 mm äußerem Durchmesser und 3 mm Wandstärke aus. Abb. 66 und 67 zeigen Überhitzerkammern im Schnitt. Wie der Dampf dem Kessel entnommen und durch den Überhitzer geleitet wird, ist aus den früheren Abb. 47, 51 und 53 gut ersichtlich. Es ist vorgeschrieben, daß der Überhitzer mit einem Sicherheitsventil und einer Entwässerungsvorrichtung ausgerüstet ist. Beim Anheizen muß der Überhitzer mit Wasser gefüllt sein.

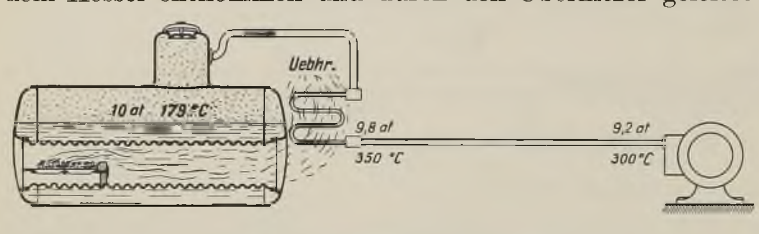


Abb. 65. Anordnung des Überhitzers.

Um die Überhitzungstemperatur zu regeln und gegebenenfalls den Überhitzer ganz auszuschalten, ordnete man früher Klappen an, durch welche die Menge der zum Überhitzer strömenden Rauchgase einstellbar war. Die Klappen und die Stangen werden aber in der Hitze krumm, so daß es vorkommt, daß sie sich nicht mehr

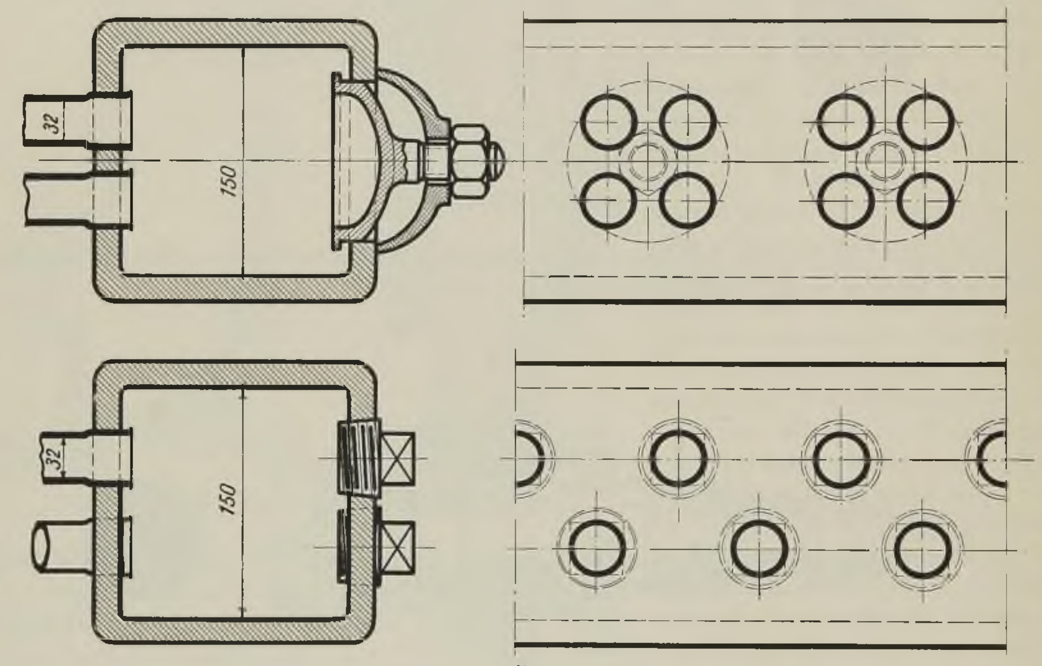


Abb. 66 und 67. Überhitzerkammern.

verstellen lassen. Deshalb verzichtet man meist darauf, solche Klappen anzuordnen und legt den Kessel still, wenn der Überhitzer Schaden erlitten hat. Ergibt sich im Betriebe, daß der Überhitzer zu hoch überhitzt, kann man einen Teil der Rauchgase ablenken, indem man z. B. bei dem Kessel nach Abb. 51 bei *A* Steine aus dem Mauerwerk herausnimmt. Innerhalb enger Grenzen kann man die Heißdampftemperaturen dadurch herabsetzen, daß man dem überhitzten Dampf durch eine Mischleitung (vgl. Abb. 51 und 53), wie sie häufig an Kesseln angeordnet ist, gesättigten Dampf zuführt. Weil dann aber der Überhitzer von weniger Dampf durchströmt wird als vorher, so treten im Überhitzer selbst höhere Temperaturen auf als vorher, die den Überhitzer gefährden und die kühlende Wirkung des Sattdampfzusatzes zum Teil aufheben. Um die Heißdampftemperatur innerhalb weiterer Grenzen zu regeln, kühlt man entweder den überhitzten Dampf-

strom, indem man seine überschüssige Wärme in das Kesselwasser oder in das Speisewasser leitet, oder man führt dem Überhitzer zusätzlich mehr oder weniger Wasser zu, das er verdampfen und überhitzen muß.

Aus Abb. 68 ist die Heißdampfregelung der Babcockwerke, Oberhausen, ersichtlich. Der Regler wird aus einem im Wasserraum untergebrachten Kühler A gebildet, der einerseits durch die Leitung B mit dem Überhitzer und andererseits durch die Leitung C mit der Hauptdampfentnahme verbunden ist. Heiß- und Kühldampfleitung stehen durch ein Dreiwegemischventil D (aus den Schnittzeichnungen ersichtlich) in Verbindung. Je nach Einstellung des Mischventils wird Heißdampf niedrigster oder höchster oder einer beliebigen Zwischentemperatur erzielt. Der gesamte im Kessel erzeugte Dampf wird also stets durch den Überhitzer geleitet, so daß ein Ausglühen der Überhitzerrohre nicht eintreten kann. Wärmeverluste entstehen nicht, da die überschüssige Heißdampfwärme immer wieder durch den Kühler A an das Kesselwasser abgeführt wird.

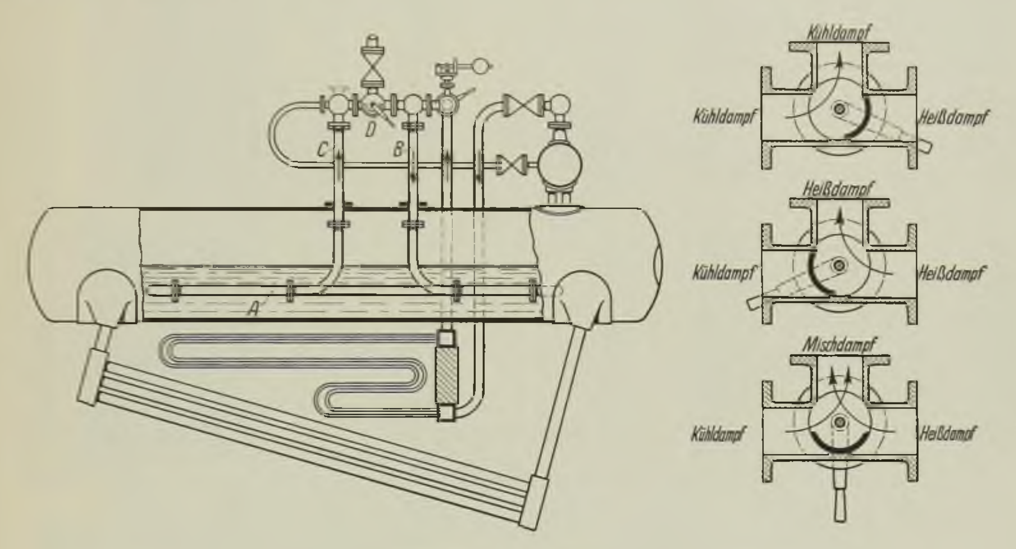


Abb. 68. Heißdampfregelung der Babcockwerke, Oberhausen.

48. Rauchgasvorwärmer (Ekonomiser). Der Rauchgasvorwärmer liegt hinter dem Kessel und wird von den abziehenden Kesselgasen umspült, während das Speisewasser durch seine Rohre in den Kessel gedrückt wird. Das Speisewasser soll mit mindestens 40° eintreten, damit sich an den Rohren des Vorwärmers kein Schwitzwasser bildet, das Korrosionen und Anfressungen veranlaßt. Wegen des größeren Temperaturunterschiedes kann man durch den Rauchgasvorwärmer die Rauchgase bis zu einer tieferen Temperatur herab ausnützen, als unter dem Kessel selbst. Die Heizfläche des Rauchgasvorwärmers ist also wirksamer, außerdem auch erheblich billiger als die Kesselheizfläche. Deshalb findet man bei modernen Kesseln eine verhältnismäßig kleine, hochbeanspruchte Kesselheizfläche und zum Ausgleich eine große Vorwärmerheizfläche, etwa ¾ so groß wie die Kesselheizfläche.

Schmiedeeiserne Vorwärmer haben sich nicht bewährt, weil sie wegen des im Speisewasser enthaltenen Sauerstoffes innen verrosten. Gußeiserne Vorwärmer dagegen haben sich gut bewährt und werden seit vielen Jahrzehnten in der ursprünglichen, von Green angegebenen Art gebaut. Abb. 69 zeigt als Beispiel einen von den Babcock-Werken gebauten Rauchgasvorwärmer. Er besteht aus insgesamt 192 stehenden Rohren. Je 8 Rohre sind oben und unten in ein Querrohr eingesetzt und bilden ein sogenanntes Register. Jedes Register hat unten einen Zuflußstutzen, oben einen Abflußstutzen. Die Register sind nebeneinander gestellt; ihre Zuflußstutzen sind an die unten liegende Zuflußleitung, ihre Abflußstutzen an die oben liegende Abflußleitung angeschlossen. In

allen Rohren strömt also bei der dargestellten herrschenden Bauart das Wasser von unten nach oben. Der Zugänglichkeit wegen ist an der Seite ein Gang gelassen, der im Betriebe durch die Klappen *a* geschlossen ist, ferner sind die Register in 2 Gruppen aufgestellt, zwischen denen Abstand gelassen ist.

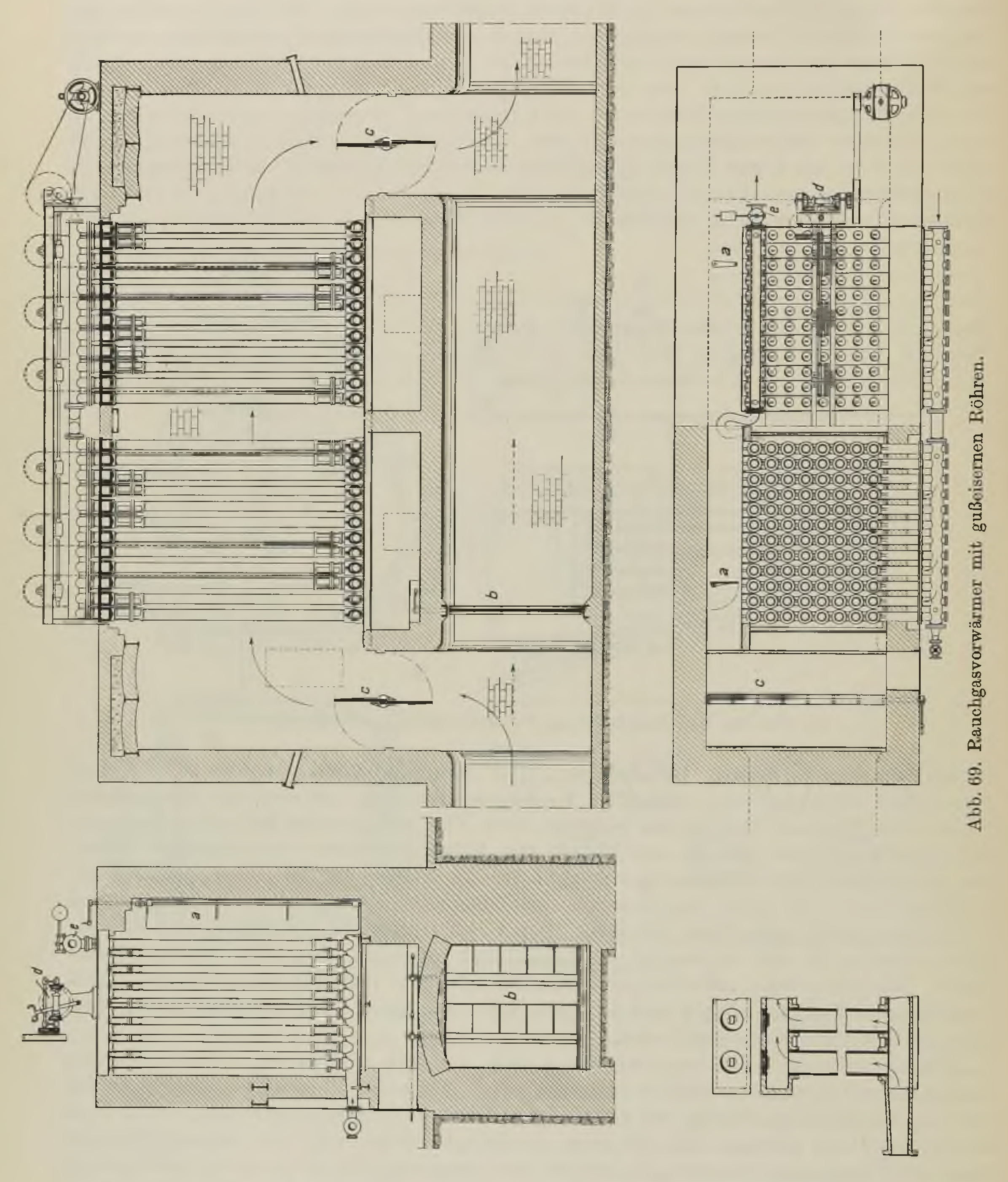


Abb. 69. Rauchgasvorwärmer mit gußeisernen Röhren.

Damit die Rohre frei von Flugasche bleiben, werden sie durch mechanisch bewegte Schaber abgekratzt, die umschichtig nach oben und nach unten bewegt werden. Abb. 70 (Steinmüller) veranschaulicht den Antrieb. Gegen Hubende wird der Hebel *a* umgeworfen und steuert um. Die Anordnung der Schaber zeigt Abb. 71 (Steinmüller).

Soll der Rauchgasvorwärmer ausgeschaltet werden, so sind die Rauchgase mittels der Klappen *b* und *c* durch den Umführungskanal abzuleiten.

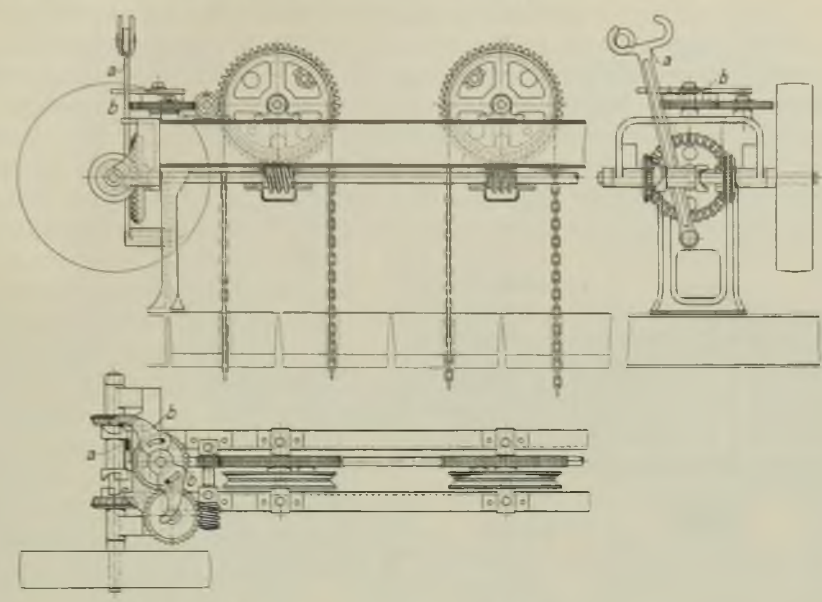


Abb. 70. Antrieb der Schaber eines Rauchgasvorwärmers.

49. Lufterhitzer. Hohe Dampfdrücke verteuern die Rauchgasvorwärmer und verringern ihre Betriebssicherheit. Man arbeitet dann günstiger mit Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf und nutzt die Abgaswärme zum Erhitzen der Verbrennungsluft aus. Die gebräuchlichen Lufterhitzer lassen sich nach ihrer Wirkungsweise in zwei Gruppen einteilen: Rekuperativerhitzer und Regenerativerhitzer. Rekuperativerhitzer arbeiten wie die Ekonomiser. Heizgas und Luft werden getrennt geführt; der Wärmeaustausch erfolgt durch die Trennungswand hindurch. Beim Röhrenlufterhitzer strömt die Luft durch Stahl- oder Gußeisenrohre, die von den Heizgasen um-

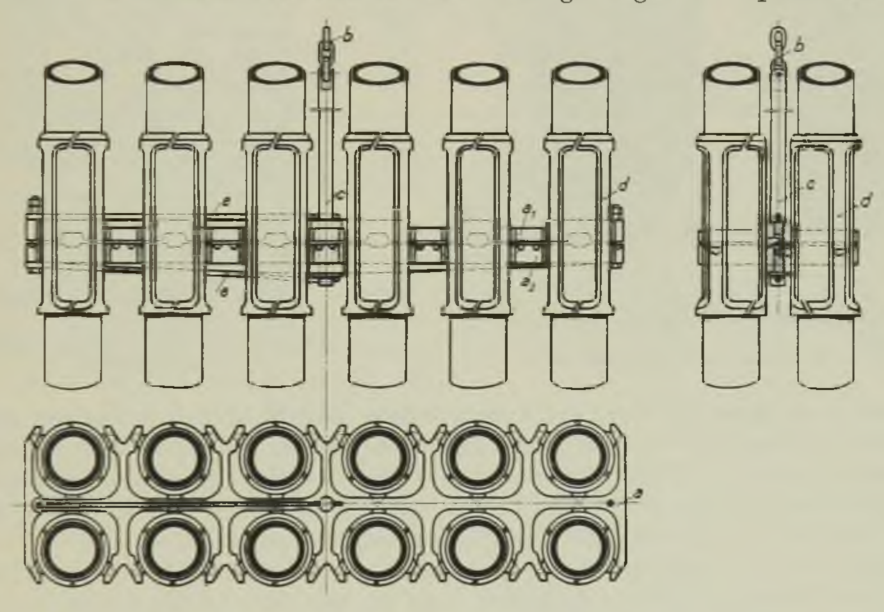


Abb. 71. Die Schaber eines Rauchgasvorwärmers.

spült werden. Der Platzbedarf dieser Erhitzer ist naturgemäß sehr groß. Günstiger ist in dieser Hinsicht der Platten- oder Taschenlufterhitzer. Er besteht aus schmalen Eisenblechtaschen, durch welche die Luft hindurchgeführt wird, während das Heizgas zwischen den Taschen durchströmt, meist im Kreuzstrom zur Luft. Taschenlufterhitzer zeichnen sich durch besonders gute Wärmeübertragung aus und werden häufig angewendet. Aus Abb. 58 und 59 ist der Einbau dieser Luftvorwärmer in den Kessel zu ersehen.

Die Regenerativerhitzer arbeiten nach dem Regenerativprinzip von Siemens. Ein Heizkörper wird zunächst durch die Rauchgase erwärmt und gibt dann die aufgespeicherte Wärme an die vorübergeführte Luft ab. Der verbreitetste Lufterhitzer dieser Art ist der in Abb. 72 dargestellte Ljungströmluftvorwärmer. In einem schmiedeeisernen Gehäuse dreht sich langsam ($n = 2$ bis 4) ein mit Heizblechen besetzter Rotor. Die abzukühlenden Rauchgase und die zu erhitzende Luft werden im Gegenstrom so durch den Rotor geführt, daß auf der einen Seite die Heizbleche erwärmt werden, und auf der andern Seite die aufgespeicherte Wärme auf die Luft übertragen wird. Durch das ständige Drehen werden fortgesetzt die abgekühlten Bleche in den heißen Rauchgasstrom und die aufgewärmten Bleche in den Luftstrom gebracht und dadurch konstante Gas- und Lufttemperatur erzielt. Die Heizfläche besteht aus dünnen stark gewellten (b) und schwach gewellten (a) Blechen, die in Paketform in den zwölf Sektoren des Rotors untergebracht werden (Abb. 73). Durch zwei Rußbläserrohre (in Abb. 72 links) können die Heizflächen bequem gereinigt werden.

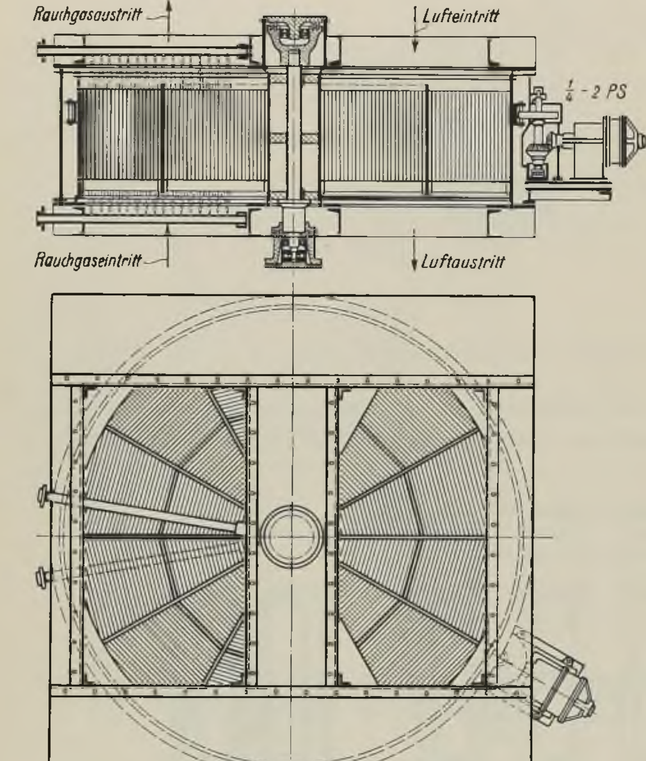


Abb. 72. Ljungströmluftvorwärmer[1].

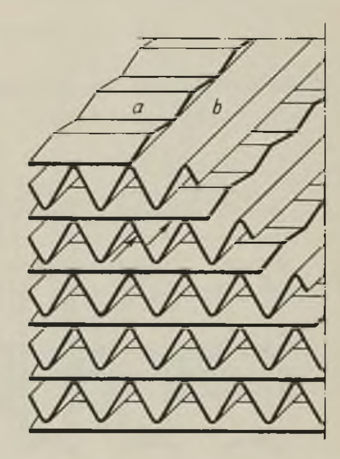


Abb. 73. Heizbleche des Ljungströmvorwärmers.

Bezüglich des Platzbedarfes ist der Ljungströmvorwärmer den Röhren- und Taschenerhitzern weit überlegen, wie ein Vergleich der früheren Abb. 58 und 59 mit der Abb. 74 zeigt, die einen gasgefeuerten Steilrohrkessel von 1000 m² Heizfläche mit Ljungströmvorwärmern, die hinter einen kleinen Ekonomiser geschaltet sind, darstellt (Vereinigte Kesselwerke A.-G., Düsseldorf). Einbau und Wirkungsweise sind aus der Zeichnung zu erkennen.

50. Die Kesselarmatur. Jeder Kessel muß gemäß den allgemeinen polizeilichen Bestimmungen für die Anlegung von Land-Dampfkesseln[2] mit Absperr- und Entleervorrich-

[1] Luftvorwärmer G. m. b. H., Berlin. [2] Vgl. Ziffer 25.

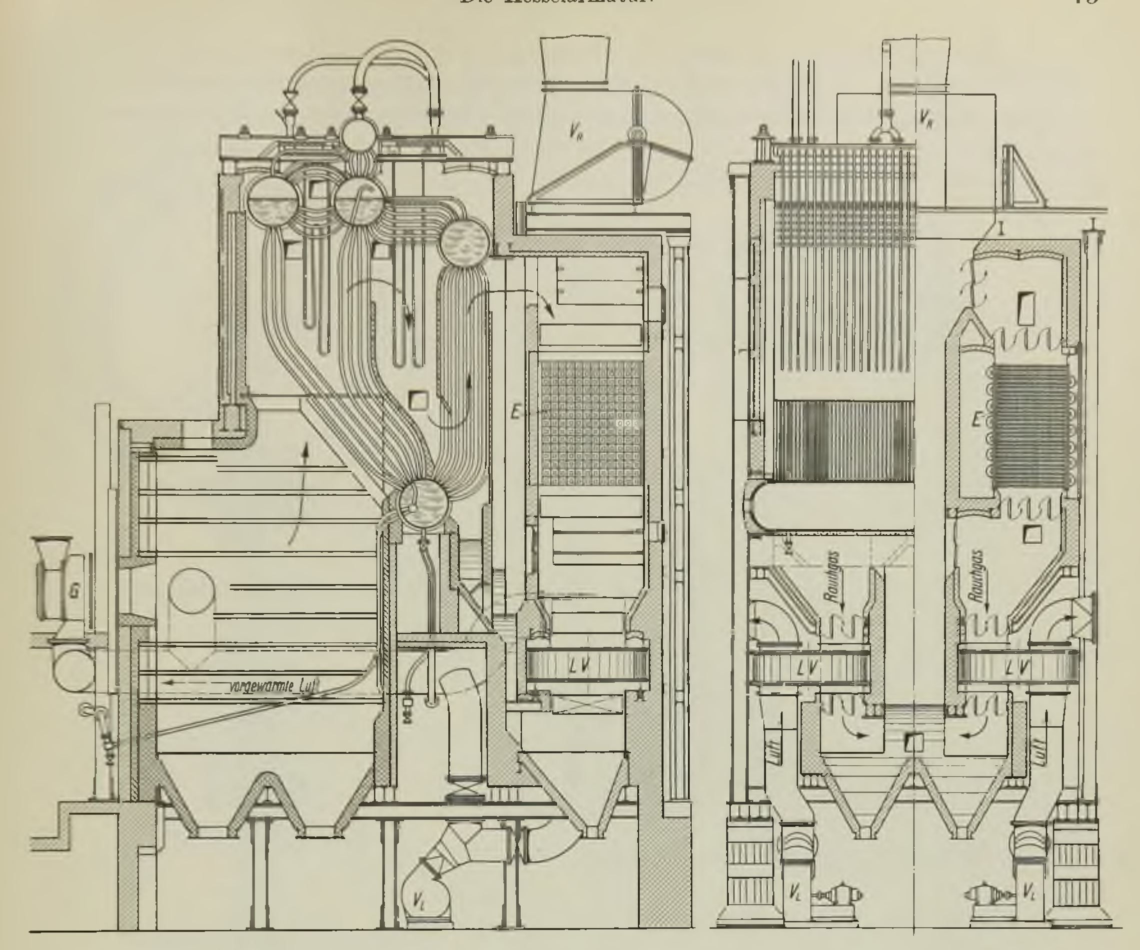


Abb. 74. Steilrohrkessel mit Ljungströmvorwärmern. *LV* Luftvorwärmer. *E* Ekonomiser. *G* Gasbrenner. V_L Luftventilator. V_R Rauchgasventilator.

tungen, zwei Wasserstandvorrichtungen, Manometer und Sicherheitsventil ausgerüstet sein. Ferner muß nahe am Kessel ein Rückschlagventil, das sogenannte Speiseventil angebracht sein, damit das Wasser nicht aus dem Kessel zurücktreten kann, und zwischen Kessel und Speiseventil muß ein Absperrventil sitzen, damit man das Speiseventil vom Kessel absperren und nachsehen oder nacharbeiten kann. Die vorgenannten Stücke gehören zur feinen Armatur.

Abb. 75. Wasserstandglas.

Die eine Wasserstandvorrichtung muß ein Wasserstandglas sein, als zweite sind Probierhähne erlaubt, doch wählt man meist ebenfalls ein Wasserstandglas. Abb. 75 veranschaulicht die Einrichtung der Wasserstandgläser. Das Wasserstandglas ist mit dem Kessel verbunden, so daß das Wasser im Glase ebenso hoch steht wie im Kessel; an dem am Wasserstandglase angebrachten Zeiger kann man erkennen, wie hoch das Wasser im

Kessel über dem niedrigsten Wasserstande steht. Bei modernen Kesseln liegt das gewöhnliche Wasserstandglas häufig so hoch und verdeckt, daß es vom Heizerstand aus nicht zu erkennen ist. Dann bedient man sich vorteilhaft der Wasserstandfernanzeiger, die

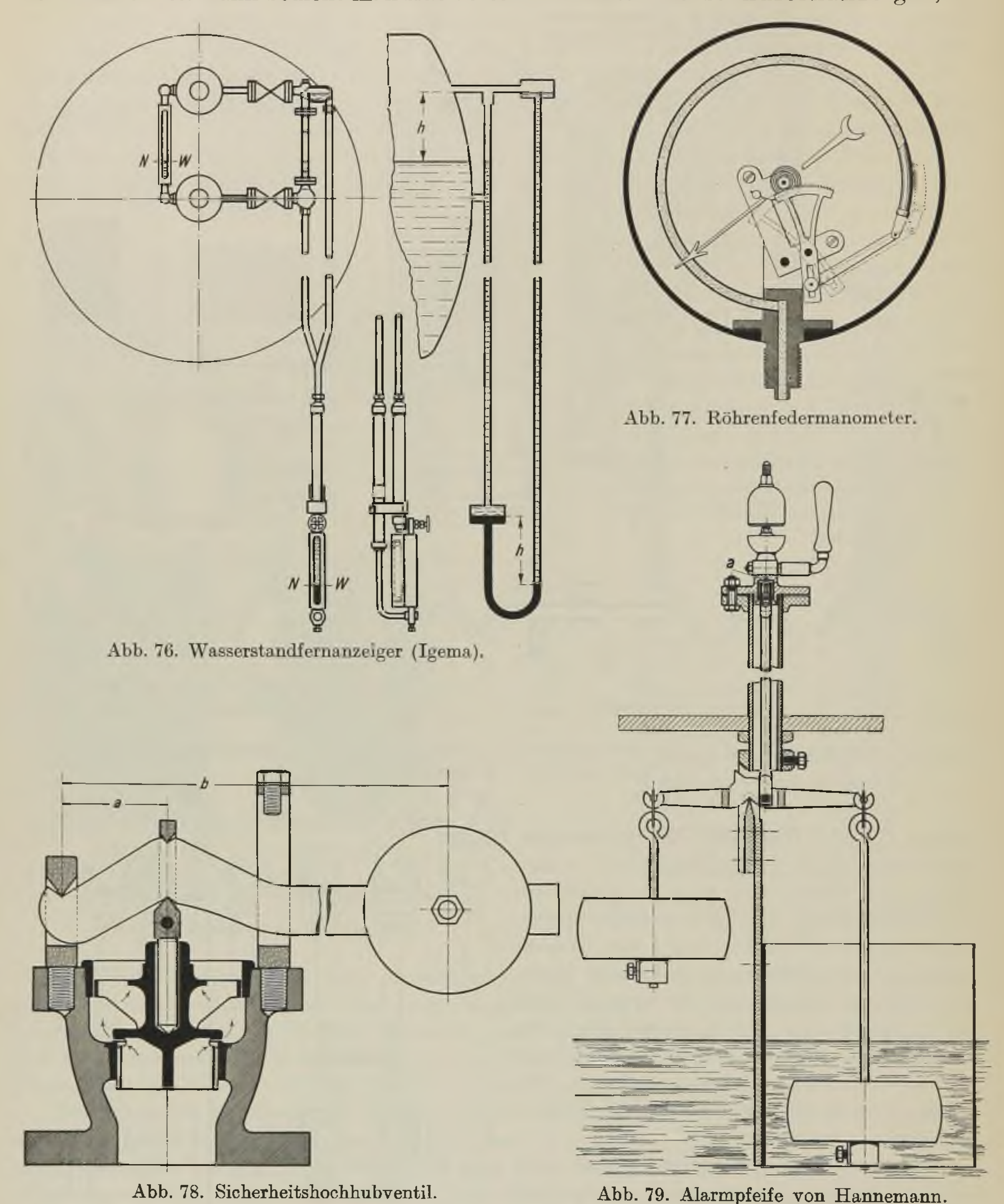


Abb. 76. Wasserstandfernanzeiger (Igema).

Abb. 77. Röhrenfedermanometer.

Abb. 78. Sicherheitshochhubventil.

Abb. 79. Alarmpfeife von Hannemann.

dem Heizer das Ablesen an beliebiger Stelle ermöglichen. Abb. 76 veranschaulicht Aufbau und Wirkungsweise des Igema-Wasserstandfernanzeigers[1]. Die Anzeige wird nur durch das Kesselwasser übertragen, welches in einem U-Rohr auf eine wasserunlösliche Anzeigeflüssigkeit wirkt. Ein Schenkel des U-Rohres steht direkt mit dem Wasserraum in Verbin-

[1] J. G. Merckens A.-G., Aachen.

dung, während sich der andere mit Kondensat füllt. Sinkt der Wasserstand im Kessel, so verschiebt sich die Anzeigeflüssigkeit so lange, bis der Gleichgewichtszustand wieder hergestellt ist. Der Höhenunterschied im Kessel kann also an der Anzeigeflüssigkeit abgelesen werden. — Weil das Kesselwasser wallt, spielt auch der Wasserspiegel im Glase. Bei jedem Wasserstandglase müssen die Hähne und Ventile so eingerichtet sein, daß man während

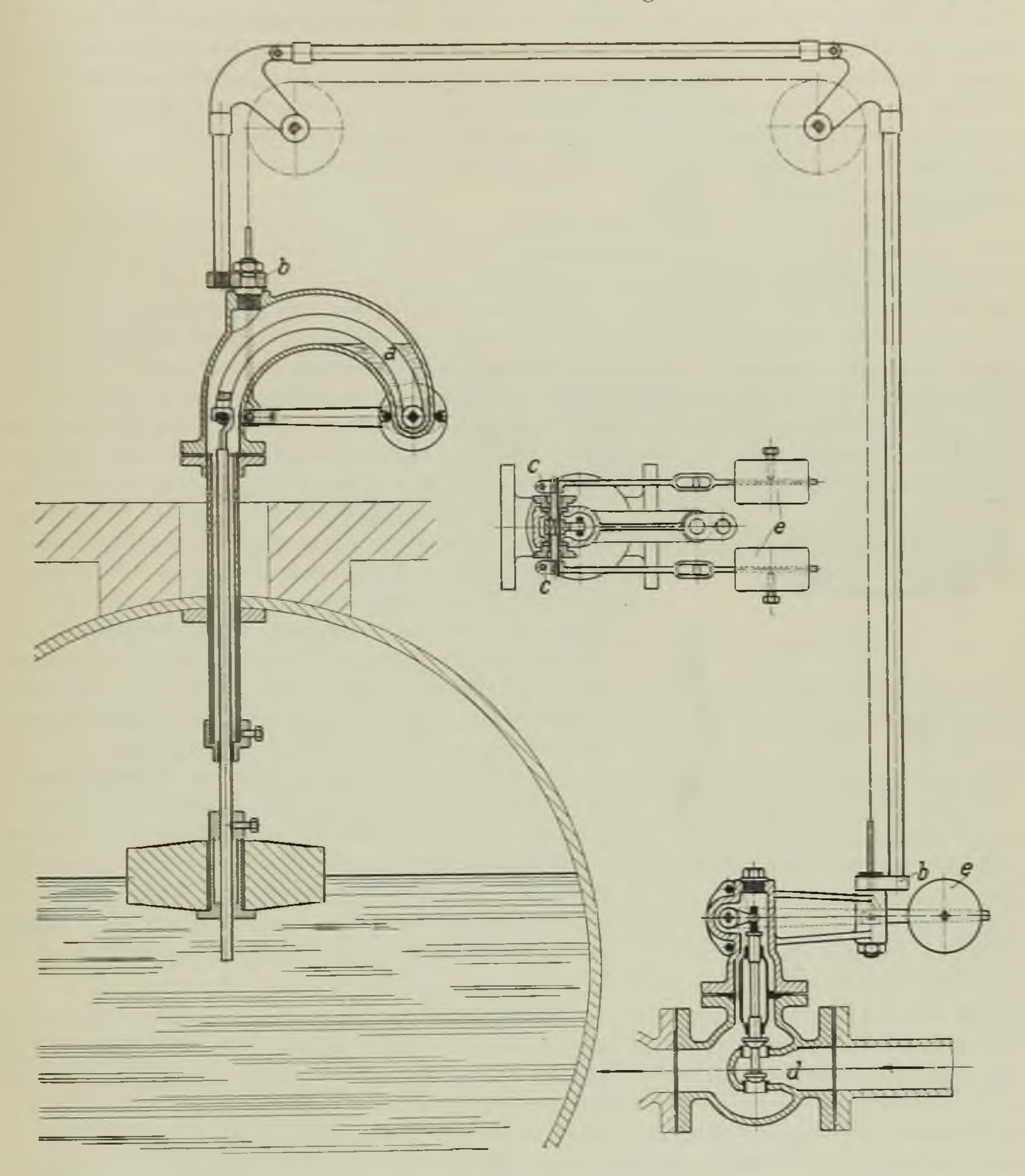


Abb. 80. Hannemannscher Speiseregler.

des Betriebes in gerader Richtung hindurchstoßen kann. Die Wasserstandvorrichtungen muß man in jeder Schicht abblasen, um sicher zu sein, daß sie sich nicht zugesetzt haben.

Manometer werden als Rohrfedermanometer, Abb. 77, oder als Plattenfedermanometer ausgeführt. Die Manometer zeigen den Überdruck über die Atmosphäre an. Der höchst zulässige Kesselüberdruck ist am Manometer durch einen roten Strich markiert. Das Manometerrohr muß gekrümmt sein, so daß vor dem Manometer ein Wassersack

entsteht, und das Manometer nicht vom heißen Dampf beaufschlagt wird. Im Manometerrohr ist ferner ein Dreiwegehahn anzubringen, der mit dem sogenannten Kontrollflansch ausgerüstet ist, einem 90 × 60 mm großen ovalen Flansche, an dem das Kontrollmanometer des Kesselprüfers angeschraubt wird. Beim Überschreiten des höchst zulässigen Kesselüberdruckes soll das Sicherheitsventil zu blasen beginnen. Auf dieses Ventil, Abb. 78, drückt von unten der Dampf, von oben das Belastungsgewicht, das mit der Hebelübersetzung b/a wirkt. Das Belastungsgewicht wird vom Kesselüberwachungsbeamten nach dem genehmigten höchsten Druck auf dem Hebel eingestellt, und darf nicht versetzt werden. Das dargestellte Sicherheitsventil ist ein sogenanntes Hochhubventil, das durch den ausströmenden Dampf bei mäßiger Überschreitung des Höchstdruckes bis zur vollen Hubhöhe geöffnet wird, und infolgedessen nur ⅓ des sonst vorgeschriebenen Querschnittes braucht.

In den Abb. 79 und 80 sind Armaturstücke dargestellt, die nicht vorgeschrieben sind. Die Alarmpfeife der Emil Hannemann G. m. b. H., Frohnau, Abb. 79, wirkt beim tiefsten Wasserstande sowohl wie beim höchsten. Sinkt das Wasser zu tief, so bekommt der rechte am längeren Hebelarm wirkende Schwimmer das Übergewicht und öffnet das zur Dampfpfeife führende Ventil. Steigt das Wasser zu hoch, so bekommt wiederum, da der linke Schwimmer entlastet wird, der rechte das Übergewicht und öffnet wieder das Ventil zur Dampfpfeife. Abb. 80 zeigt den selbsttätig wirkenden Hannemannschen Speiseregler. Durch einen Schwimmer wird das doppelsitzige Ventil d mehr oder weniger geöffnet. Der Schwimmer besteht aus gebranntem säurefestem Ton, und sein Gewicht ist zum größten Teil durch die Gegengewichte e ausgeglichen. Wichtig ist, wie die Bewegung des Schwimmers nach außen übertragen wird. Der Schwimmer hängt an einem Hebel, dessen Achsen in zwei Gummistulpen gelagert sind, welche die nach außen durchgehende Achse vollkommen abdichten, und ihr reibungsfreie Drehung gewähren. Die Übertragung der Schwimmerbewegung auf das Speiseventil ist aus der Abb. 80 ersichtlich. Der Hebel, mit dem das Speiseventil verbunden ist, ist ebenso gelagert wie der Hebel, an dem der Schwimmer hängt.

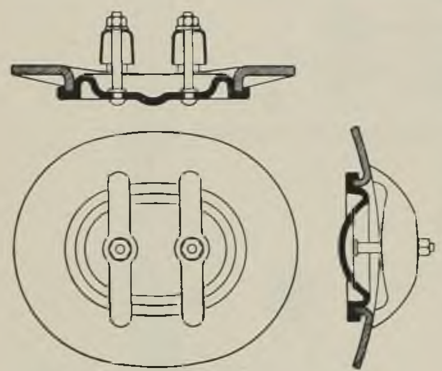


Abb. 81. Mannlochverschluß.

Zur groben Armatur gehören Feuergeschränk nebst Rost (vgl. Abschnitt IV), Kesselstühle, Rauchschieber und Mannlöcher. An Stelle der Rauchschieber, die häufig schwer beweglich sind, wendet man auch Klappen mit senkrechter Achse an, die in einem Kugellager aufgehängt sind. Die Mannlöcher, die zum Befahren der Kessel dienen, sind oval ausgeschnitten, und werden durch den Mannlochdeckel von innen geschlossen. Vgl. Abb. 81.

51. Die Speisevorrichtungen. Bei ortsfesten Anlagen wird das Wasser in der Regel durch eine Pumpe, selten durch einen Injektor in den Kessel gepreßt. Jeder Kessel oder jede Kesselbatterie muß zwei Pumpen haben, und jede Pumpe soll allein doppelt soviel zu fördern vermögen wie normal verdampft wird[1]. Es werden stehende oder liegende Kolbenpumpen mit Schwungrad sowie schwungradlose Dampfpumpen angewendet. In den letzten Jahren haben in zunehmendem Maße mehrstufige Kreiselpumpen als Speisepumpen Anwendung gefunden. Vorgewärmtes Speisewasser soll der Pumpe unter Druck zufließen. Überhaupt ist es zweckmäßig, die Pumpe tief zu setzen, wenn man den Zutritt von Luft zum reinen Speisewasser verhüten will. Abb. 82 zeigt die Anordnung einer Dampfstrahlpumpe, eines sogenannten Injektors. Wenn man den Injektor anstellt, strömt aus der Düse a Dampf in die sich verjüngende Düse b, in der ein Unterdruck entsteht, so daß Wasser angesaugt wird. Der Dampfwasserstrahl vermag zunächst nicht das nach dem

[1] Vgl. Ziffer 25.

Kessel öffnende Ventil *e* zu öffnen, sondern strömt durch das sogenannte Schlabberventil *d* und das Schlabberrohr in den Speisewasserbehälter. Je stärker aber der Injektor angestellt wird, um so stärker wird die Kraft des Dampfwasserstrahles, bis sich das Ventil *e* öffnet und der Injektor zu speisen beginnt.

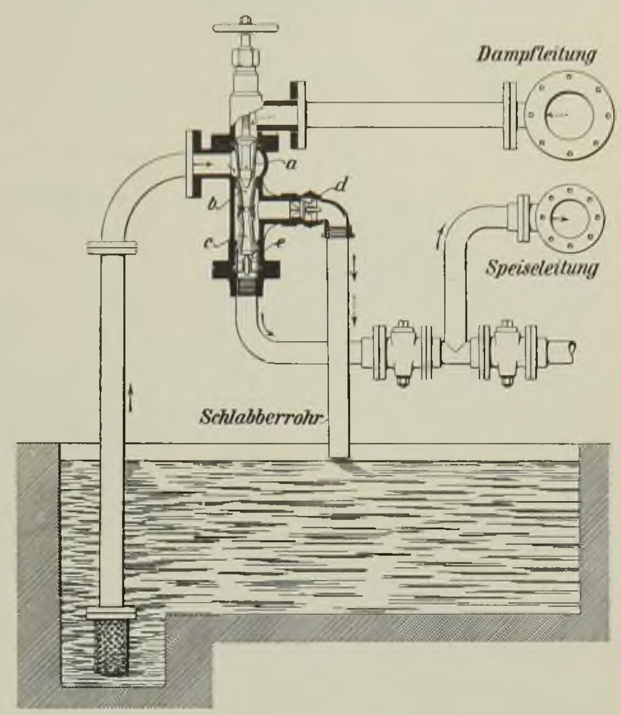


Abb. 82. Anordnung eines Injektors.

52. Die Reinigung des Speisewassers. Die natürlich vorkommenden Wasser sind je nach ihrer Herkunft außerordentlich verschieden in ihrer Eignung, so daß es am Platze ist, sie chemisch zu untersuchen[1]. Wasser, die in erheblichem Maße Chlornatrium, Chlorkalzium oder Chlormagnesium enthalten, soll man nicht verwenden. Eisenhaltiges Wasser ist zu enteisenen. Großwasserraumkessel stellen geringere Ansprüche an die Güte des Speisewassers als Röhrenkessel. Für den erfolgreichen Betrieb der modernen hochbeanspruchten Röhrenkessel ist vorzügliches Speisewasser Bedingung. Da das in den Oberflächenkondensationen gewonnene Kondensat für die Kesselspeisung sehr geeignet ist — das von Kolbenmaschinen herrührende Kondensat muß allerdings gut entölt werden — so handelt es sich häufig nur darum, das Zusatzspeisewasser zu reinigen. Wenn der ganze Abdampf der Maschinen und Turbinen niedergeschlagen wird, kommt man mit einem Zusatz von 5 bis 10% aus, der die Verluste durch Undichtheiten usw. deckt.

Mechanische, unlösliche Beimengungen werden durch Kies- oder Koksfilter abgeschieden. Die im rohen Wasser gelösten Kesselsteinbildner — es sind hauptsächlich Kalziumbikarbonat $Ca(HCO_3)_2$ oder doppeltkohlensaurer Kalk, ferner Magnesiumbikarbonat $Mg(HCO_3)_2$ oder doppeltkohlensaure Magnesia, schließlich schwefelsaurer Kalk $CaSO_4$ oder Gips — zerfallen im Kessel unter dem Einfluß der hohen Temperaturen und scheiden unlösliche Salze aus, die den Kesselstein bilden. Zweck der Reinigung ist, die Kesselsteinbildner, ehe sie in den Kessel gelangen, zu zerlegen und die unlöslichen Salze auszufällen. Das geschieht durch Zusatz von Chemikalien und Erwärmung des Wassers. Oder man gewinnt reines Speisewasser, indem man Rohwasser verdampft und destilliert. Da reines Wasser begierig Sauerstoff und Kohlensäure aufnimmt, die im Kessel Korrosionen verursachen, und zwar um so stärker, je reiner die Kesselflächen sind, ist das Wasser vor Gasaufnahme zu schützen oder von dem aufgenommenen Gase wieder zu befreien.

Die Menge der im Wasser gelösten Kesselsteinbildner, die sogenannte Härte des Wassers, wird in deutschen oder französischen Härtegraden angegeben. Ein deutscher Härtegrad bedeutet einen Gehalt von 1 Teil Kalziumoxyd CaO auf 100000 Teile Wasser. Ein französischer Härtegrad bedeutet einen Gehalt von 1 Teil kohlensaurem Kalk $CaCO_3$ auf 100000 Teile Wasser. Die anderen Härtebildner werden auf $CaCO_3$ umgerechnet. Ein deutscher Härtegrad = 1,79 französischen Härtegraden.

[1] Granitgebirge liefern weiches, reines Wasser, Kalkgebirge hartes Wasser; Wasser, das Gipsschichten durchsickert hat, ist besonders hart (siehe Spalckhaver, Schneiders, Rüster: Die Dampfkessel. Berlin: Julius Springer 1924).

Der Gehalt an Karbonaten heißt vorübergehende oder auskochbare Härte. Wenn man Wasser kocht, wird nämlich die überschüssige und die halbgebundene Kohlensäure ausgetrieben, und die Bikarbonate werden in Karbonate zurückverwandelt, die als Schlamm ausgefällt werden. Schwefelsaurer Kalk $CaSO_4$ (Gips) dagegen stellt bleibende

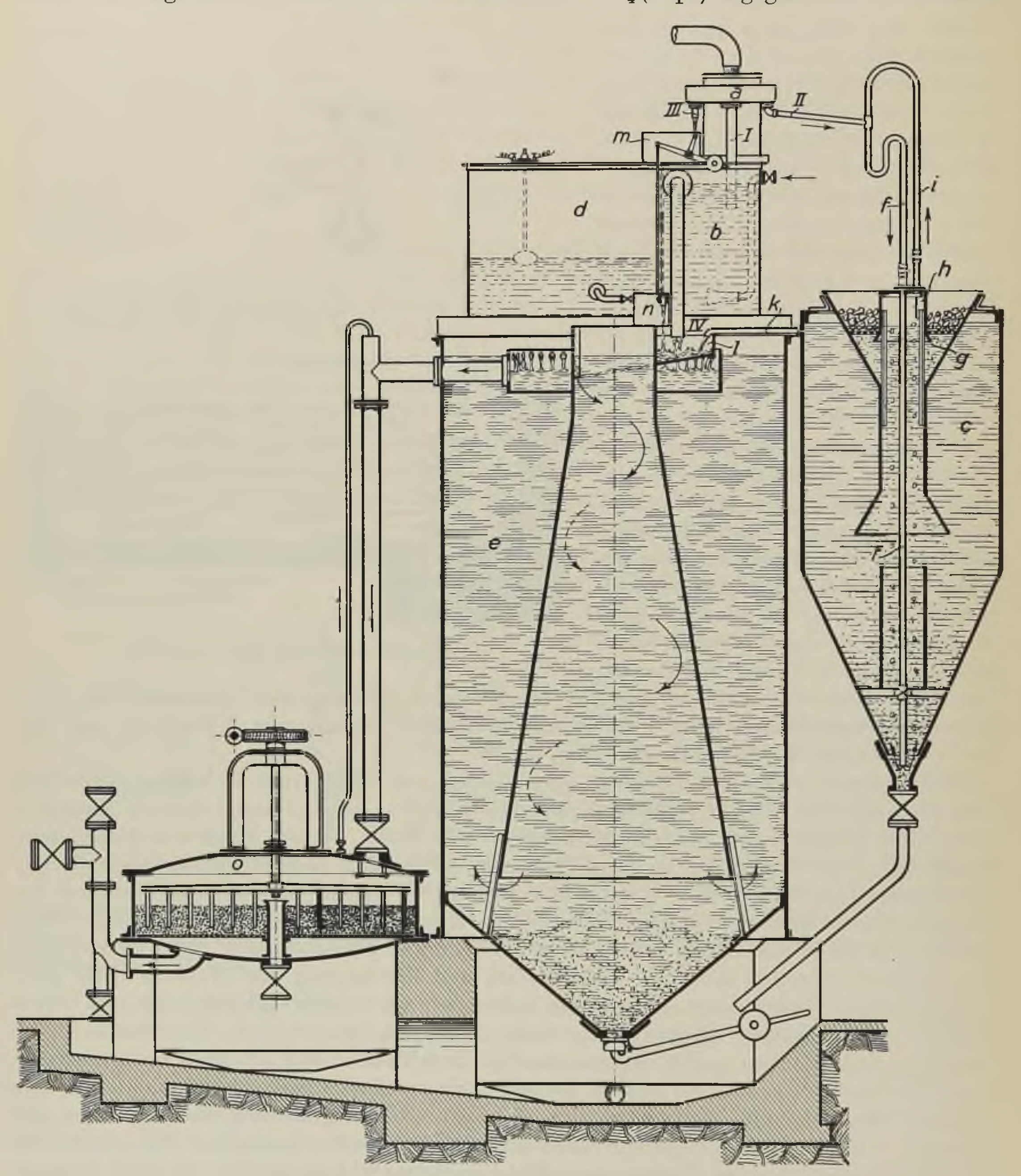


Abb. 83. Wasserreiniger von L. & C. Steinmüller.

Härte dar; Gips wird nicht durch Erwärmung des Wassers, sondern erst bei der Verdampfung des Wassers ausgeschieden und bildet einen harten Kesselstein.

Das verbreitetste chemische Reinigungsverfahren ist das Kalk-Soda-Verfahren, bei welchem dem rohen Wasser im Reiniger Ätzkalk in Form von Kalkwasser sowie Soda zugesetzt wird. Der zugesetzte Kalk reißt die im Wasser vorhandene freie und die an die

Bikarbonate halb gebundene Kohlensäure an sich, so daß die Karbonathärte als Schlamm gefällt, der Kalk selbst in Karbonat verwandelt und ebenfalls als Schlamm niedergeschlagen wird. Die zugesetzte Soda Na_2CO_3 zersetzt den schwefelsauren Kalk, wobei einfach kohlensaurer Kalk als Schlamm ausgeschieden wird, und schwefelsaures Natron (Glaubersalz) in Lösung geht. Damit sich überschüssige Soda nicht zu stark im Kessel anreichert, muß das Kesselwasser von Zeit zu Zeit abgelassen werden. Die bauliche Ausführung einer Kalk-Soda-Reinigung sei an dem in den Abb. 83 und 84 dargestellten Wasserreiniger von L. & C. Steinmüller veranschaulicht. Der Behälter *d* enthält Sodalösung, *c* ist der Kalksättiger. Der Kalk wird auf das Sieb des Fülltrichters aufgegeben, wird vom Wasser gelöscht und sinkt als Brei nieder. Die Zusätze von Kalk und Soda müssen je nach der Beschaffenheit des Rohwassers einstellbar sein, und das angestellte Mischungsverhältnis muß dauernd erhalten bleiben. Zu dem Zwecke wird das Rohwasser, das an der höchsten Stelle des Reinigers in den Behälter des Wasserverteilers einfließt, durch den Verteilungsüberlauf *a* in einstellbarem Verhältnis in drei Ströme *I*, *II* und *III* zerlegt. Der Hauptstrom *I* wird, damit die chemischen Reaktionen rascher und ergiebiger verlaufen, im Vorwärmer *b* durch Dampf vorgewärmt. Strom *II* wird, nachdem er durch das Rohr *i* kohlensäurefreie, im Kreislauf wirksame Luft empfangen hat, durch das Rohr *f* in den im unteren Trichter lagernden Kalkbrei geführt, der durch die mitgeführte Luft aufgelockert wird. Das mit Kalk gesättigte und wieder geklärte Wasser tritt als Kalkwasser durch das Rohr *k* aus dem Kalksättiger aus. Strom *III* steuert den Zusatz an Sodalösung, indem er über die im Behälter *m* befindliche Kippschale *p* geht (Abb. 84), die den im Behälter *n* befindlichen Meßbecher *q* hebt und senkt. Im Behälter *n*, dem die Sodalösung aus dem Behälter *d* zufließt, wird der Flüssigkeitsspiegel durch den Schwimmer *r* gehalten. Der Meßbecher *q* gießt in die Mischschale *l* aus, in die auch die Ströme *I*, *II* und *III* einmünden. In der Mischschale mischt sich also das Rohwasser mit den zugesetzten Chemikalien, und die Kesselsteinbildner scheiden sich in großen Flocken aus. Zum Klären des Wassers dient der Klärbehälter *e*, in dessen inneren Trichter das Wasser tangential eingeführt wird, worauf es langsam kreisend mit abnehmender Geschwindigkeit erst nach unten, dann nach oben zum Austritt fließt. Auf diesem Wege wird der Schlamm abgesetzt. Enthält das Wasser eine große Menge organischer Substanzen, ist es außerdem durch ein Quarzsandfilter (*o*) zu führen, wie es in Abb. 83 veranschaulicht ist. Das Filter kann, nachdem man einige Hähne umgestellt, in kurzer Zeit ausgewaschen werden, wobei der Filterkies mit einem Rechen durchgerührt wird. Neuerdings führt die Firma die Reiniger auch nach dem Rücklaufverfahren aus, indem von dem Schlammablaßstutzen her dauernd etwas Kesselwasser zum Reinigen rückgeführt wird, wodurch der Kessel praktisch schlammfrei wird und die im Kesselwasser überschüssigen Chemikalien wieder für die Wasserreinigung nutzbar gemacht werden. Auch brauchen die Kessel nunmehr nur in größeren Zeitabständen abgeblasen werden.

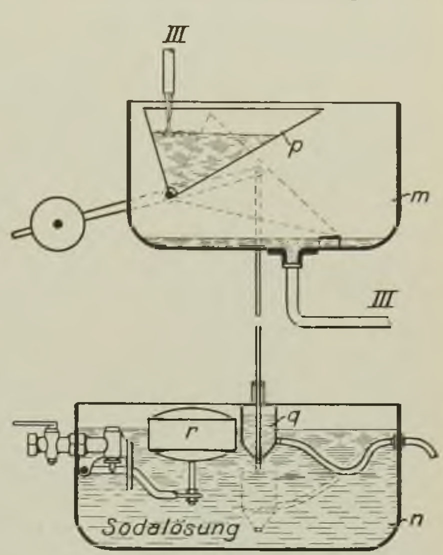


Abb. 84. Zumessung der Sodalösung beim Steinmüllerschen Wasserreiniger.

Beim Neckar-Regenerativverfahren (Carl Müller G. m. b. H., Stuttgart) wird nur Soda zugesetzt, die sowohl die doppeltkohlensauren Salze wie den schwefelsauren Kalk zersetzt. Weil Soda auf die doppeltkohlensauren Salze aber viel schwächer wirkt als Kalk, ist ein großer Überschuß an Soda nötig. Es entstehen einfachkohlensaure Salze, die als Schlamm niedergeschlagen werden, und doppeltkohlensaures Natron, das gelöst in den Kessel gelangt, bei der Erhitzung CO_2 abgibt und wieder zu Soda regeneriert wird. Indem

man den Kesselschlamm fortlaufend dem Rohwasserbehälter zudrückt, hat man in diesem Soda überschüssig, braucht also nur soviel Soda zuzusetzen, wie für die Fällung des schwefelsauren Kalkes notwendig ist.

Bei dem thermisch-chemischen Reinigungsverfahren der Maschinenbau A.-G. Balcke wird die vorübergehende Härte ausgekocht, indem das Wasser längere Zeit, möglichst unter Ausnutzung von Abwärme, auf etwas über 100° erhitzt wird. Zuvor ist, um die bleibende Härte auszufällen, Soda oder Ätznatron zugesetzt worden, und die Reaktion geht in dem kochenden Wasser schnell und durchgreifend vor sich, so daß man mit geringem Sodaüberschuß ein sehr schwach alkalisches Speisewasser erhält. Indem das kochende Wasser an Platten, die im Kocher eingebaut sind, hoch und nieder geführt wird, gelingt es außerdem, alle im Wasser gelösten atmosphärischen Gase und die bei der Zerlegung der Bikarbonate entstandene Kohlensäure auszutreiben.

Auf anderer Grundlage wirkt das Permutitverfahren. Zur Enthärtung des Speisewassers dient Natriumpermutit[1], das aus Feldspat, Kaolin, Sand und Soda zusammengeschmolzen ist und eine körnige, poröse Masse bildet. Das Rohwasser wird durch ein mit Permutit gefülltes Filter geleitet, wobei das Permutit Natrium abgibt und dagegen Kalzium, Magnesium, Chlor aufnimmt, so daß das Speisewasser völlig enthärtet werden kann. Im Kessel werden aber erhebliche Mengen CO_2 frei und das Kesselwasser wird allmählich mit kohlensaurem und schwefelsaurem Natron angereichert, so daß es von Zeit zu Zeit zu erneuern ist. Hat das Permutit seinen Natriumgehalt ausgetauscht, wird es durch übergeleitete Kochsalzlösung regeneriert. Größere Anlagen werden mit 2 Permutitfiltern ausgerüstet, die abwechselnd im Betriebe sind. Nach Bedarf wird der Permutitreinigung ein Enteisener vorgeschaltet.

53. Kohlenstaubaufbereitung. Die Aufbereitung des Kohlenstaubes zerfällt in drei Gruppen: Vorbrechen, Trocknen und Mahlen. Das Vorbrechen ist nur bei grobstückiger Kohle von über 30 mm Kantenlänge erforderlich. Meist ist es überflüssig, wenn man die für andere Feuerungen minderwertige Feinkohle verwendet. — Feuchte Kohle (Steinkohle mit mehr als 3% und Braunkohle mit mehr als 12% Feuchtigkeitsgehalt) muß getrocknet werden, da sonst das Vermahlen große Schwierigkeiten bietet. Das Trocknen geschieht in Trommeltrocknern durch Feuerungsabgase oder durch Abdampf, falls dieser in genügender Menge vorhanden ist. Der Trockenprozeß verteuert die Aufbereitung, weshalb sich Kohle mit geringem Wassergehalt besonders gut eignet. Nach der Trocknung kann die Kohle noch durch Magnetabscheider von Eisenteilchen befreit werden. — Für das Mahlen kommen verschiedene Mühlentypen in Betracht. Für große Leistungen bedient man sich der Pendel-, Kugel-, Rohr- oder Ringwalzenmühlen[2]. In der Mühle wird die kleinstückige, oft schon ziemlich feinkörnige Kohle auf die erforderliche Korngröße vermahlen. Je feiner der Kohlenstaub ist, um so besser wird die Verbrennung, jedoch wird übermäßige Feinheit unwirtschaftlich, da die Mahlkosten zu hoch werden. Die Feinheit des Kohlenstaubes wird durch Siebe von bestimmter Maschenweite geprüft. Meist wird das Prüfsieb Nr. 70 mit $70 \cdot 70 = 4900$ Maschen auf 1 cm^2 angewendet. Der Feinheitsgrad wird durch den prozentualen Anteil der auf dem Siebe zurückbleibenden Kohle bestimmt. Die Feinheit des Kornes ist je nach der verwendeten Kohle zu bemessen. Gasarme Kohle wie Magerkohle muß feiner gemahlen werden als Gas- oder Fettkohle, um gleich günstige Verbrennung zu erzielen. Im Mittel soll der Rückstand beim 4900-Maschensieb 10% nicht übersteigen. Beim Mahlen wendet man einen gewissen Kreislauf an, indem man den zu groben Staub von dem fertigen Staub trennt und ihn zur Mühle zurückführt, wo er noch einmal gemahlen wird.

Für große Kraftwerke wählt man eine Zentralmahlanlage, welche den Staub für alle Kessel in einen oder mehrere Bunker liefert. Der Staub kann gespeichert werden, um bei etwaigen Betriebsstörungen eine Reserve zu haben. Die Beförderung des Staubes zu den Kesseln geschieht bei großen Entfernungen (bis zu 1000 m) durch Druckluft. Bei

[1] Durch die Permutit A. G., Berlin, beziehbar. [2] Vgl. de Huart: Bergbau 1929. S. 248.

kurzen Strecken benutzt man Schnecken oder Elevatoren zur Förderung. — Erhält jeder Kessel seine eigene Mühle, so spricht man von Einzelmahlanlagen. Sie stellen sich billiger als Zentralanlagen, bieten aber — ohne Zwischenschaltung eines Bunkers — keine Reserve bei Mühlenschäden, falls nicht die Möglichkeit besteht, die Mühle eines Reserve-

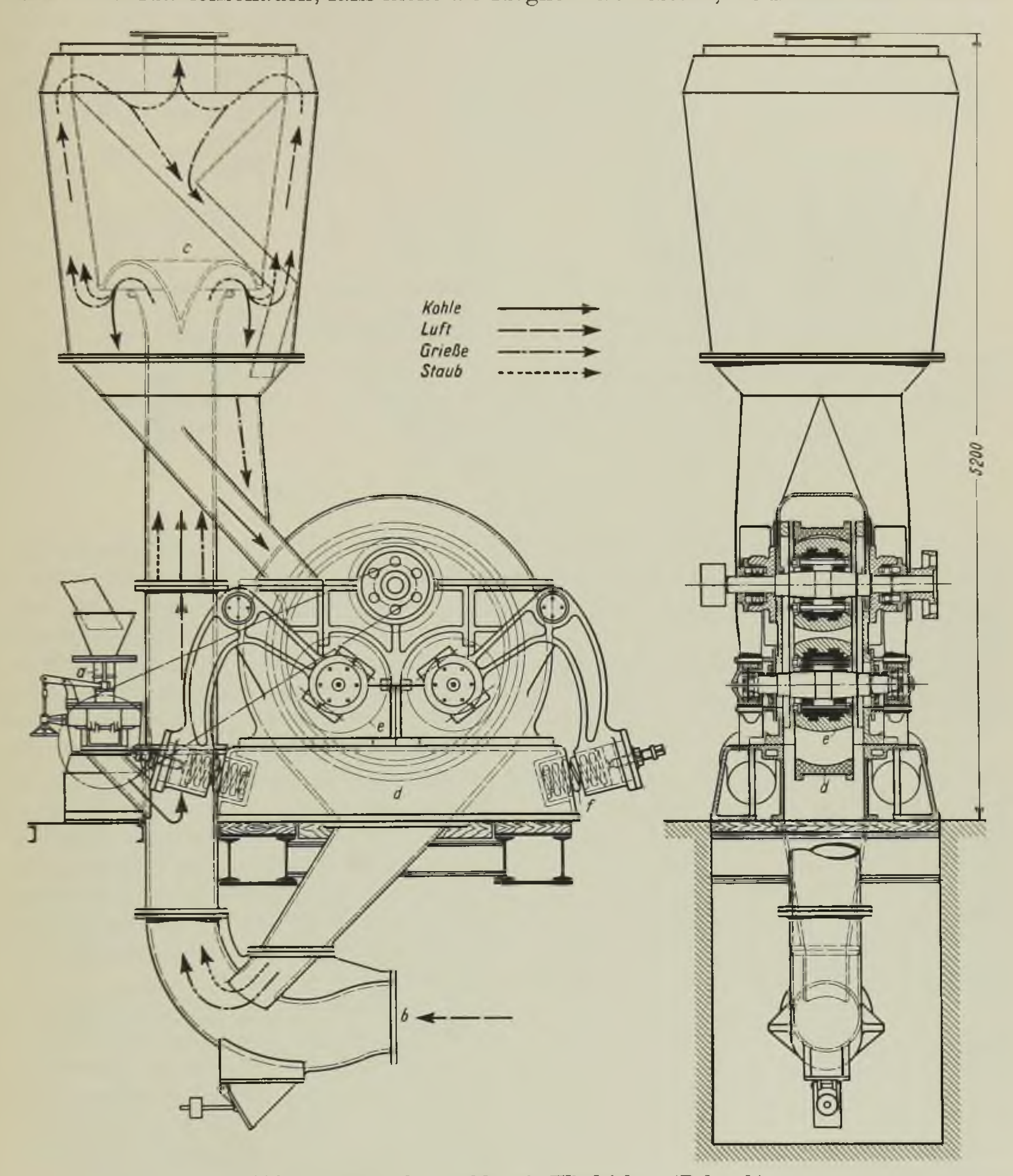


Abb. 85. Ringwalzenmühle mit Windsichter (Babcock).

kessels auf sämtliche anderen Kessel arbeiten zu lassen. In den früheren Abb. 59 und 60 sind Kessel mit Einzelmahlanlagen dargestellt. Die Mühle des Babcockkessels zeigt Abb. 85. Sie ist als Ringwalzenmühle mit Windsichter gebaut. Die Trocknung des Mahlgutes erfolgt in der Mahlanlage selbst durch den von einem Exhaustor erzeugten Luftstrom, der vorher im Luftvorwärmer erhitzt wird. Dieser bei *b* eintretende Luftstrom reißt die von der Telleraufgabe *a* zugeführte Kohle mit, die dann vom Windsichter *c* zur Mühle herabfällt. Die eigentliche Mühle besteht aus drei Walzen *e* und dem Ring *d*, gegen den

die Walzen durch Federkraft gepreßt werden. Die zwischen Ring und Walzen zermahlene Kohle wird vom Luftstrom zum Windsichter geführt. Dort wird der fertige Staub von der noch zu groben Grieße getrennt, die wieder zur Mühle zurückfällt. Die Feinheit des Kornes ist durch den Luftstrom regelbar. Diese Sichtung ist durch die eingezeichneten Pfeile erläutert. Die Mühle läuft mit einer Drehzahl $n = 180$ und liefert stündlich 2000 kg brennfertigen Kohlenstaub. Die Aufbereitungskosten für 1000 kg Staub betragen etwa 1,25 RM.

54. Dampfleitungen. Die Leitungen sind so anzuordnen und mit Absperrventilen auszurüsten, daß man sich bei Störungen an der Leitung oder an den Kesseln helfen kann.

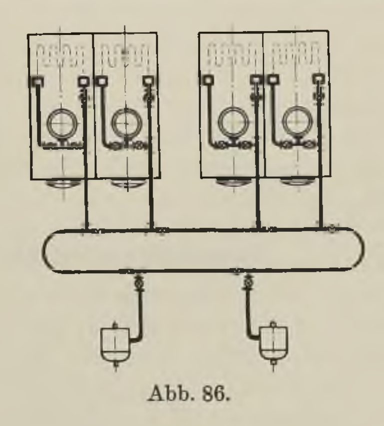


Abb. 86.

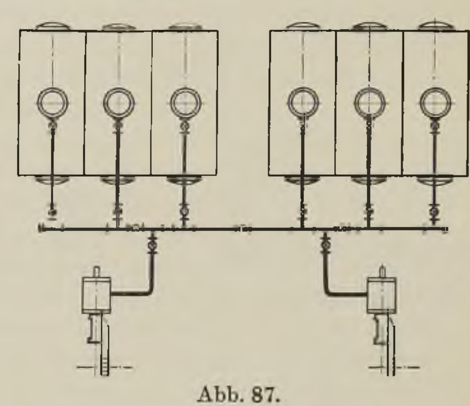


Abb. 87.

Abb. 86 und 87 zeigen Beispiele für einfache Fälle. Die stählernen Dampfleitungen erhalten aufgeschweißte, aufgenietete oder eingewalzte Flanschen. Die Flanschen werden mit glatten Dichtungsflächen, also ohne Feder und Nut, gegeneinander geschraubt. Zur Dichtung dient zwischengelegtes Klingerit. Es ist zweckmäßig, möglichst viele Rohrlängen zusammenzuschweißen und nur dort lösbare Verbindungen anzuordnen, wo sie nötig sind. Die Leitungen sind mit Gefälle zu verlegen. An jedem Steigpunkt sind sie zu entwässern. Die Zahl der Kondenstöpfe soll nicht größer sein als unumgänglich nötig. Die Kondenswasserableitungen sollen einem tiefstehenden Sammelbehälter zugeführt werden. Die Kondenstöpfe sind dauernd zu überwachen.

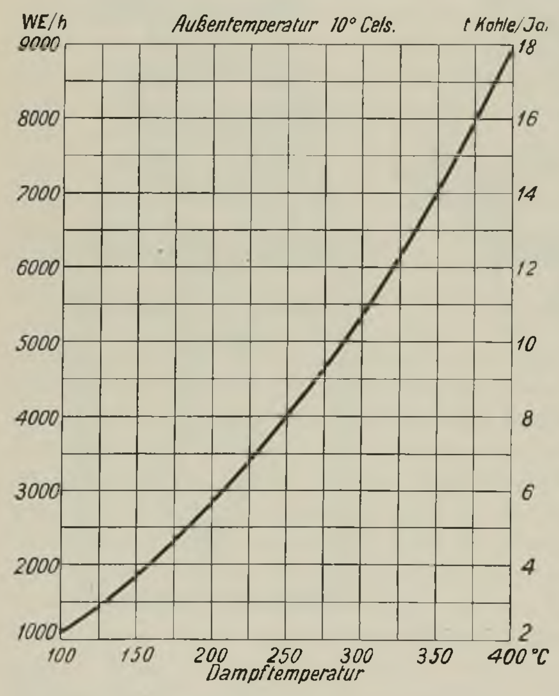


Abb. 88. Abkühlungsverlust für 1 m^2 nackter Rohroberfläche in kcal/h (WE/h) und in t Steinkohle für 1 Jahr bei 10° Außentemperatur.

Die Dampfgeschwindigkeit in den Leitungen wähle man bei gesättigtem Dampfe etwa 30 m/s, bei überhitztem Dampfe 40 bis 50 m/s. Bei Dampfturbinenanlagen kann man größere Dampfgeschwindigkeiten zulassen als bei Kolbenmaschinenanlagen, und man hat schon Geschwindigkeiten von 70 m/s und mehr angewendet. Diese Zahlen geben nur den ersten Anhalt. Insbesondere für längere Leitungen ist zu rechnen, welche Weite die wirtschaftlichste ist. Der Druckabfall ist nach Ziffer 58 zu berechnen; die Zahlentafel erleichtert diese Rechnung. Außer dem Druckabfall ist der Abkühlungsverlust von wesentlicher Bedeutung. Aus der Abb. 88 ist zu entnehmen, wieviel der Abkühlungsverlust für 1 m^2 nackter Rohroberfläche (oder für 1 m Leitung von

300 mm l. W.) beträgt. Der Verlust ist in kcal/h und in t Steinkohle für 1 Jahr angegeben. Bei letzterer Angabe ist angenommen, daß die Rohrleitung ununterbrochen unter Dampf steht. Die Flanschen sind besonders zu rechnen, ebenso die Ventile. Ein Flanschenpaar setzt man einem Meter Rohrlänge gleich. Ein Ventil nebst 2 Flanschenpaaren setzt man 2 bis 3 m Rohrlänge gleich. Durch gute Isolierung der Rohrleitung mit Kieselgur kann man die für die nackte Leitung angegebenen Wärmeverluste auf $^1/_6$ bis $^1/_8$ herunterdrücken. Die Dicke der Isolierung wähle man nach folgenden Angaben:

Rohrdurchmesser . . . . mm	100	200	300	400
Dicke der Isolierung . . . mm	40	50	60	70

VI. Berechnung von Rohrleitungen.

55. Der Zusammenhang zwischen Rohrquerschnitt, Durchflußgeschwindigkeit und Durchflußmenge. Ist f der Rohrquerschnitt, v (oder bei Gasen w) die Durchflußgeschwindigkeit, Q die Durchflußmenge in der Zeiteinheit, so ist

$$Q = f \cdot v,$$
$$v = \frac{Q}{f},$$
$$f = \frac{Q}{v}.$$

Wird Q in m^3/s gemessen, so ist v in m/s und f in m^2 zu messen. Wird Q in l/s gemessen, so ist v in dm/s und f in dm^2 zu messen usw.

Ändert sich der Querschnitt, so ändert sich auch die Geschwindigkeit. Für Flüssigkeiten gilt: $f_1 \cdot v_1 = f_2 \cdot v_2$. Für Gase, bei denen auch die Änderung des spezifischen Gewichtes γ zu berücksichtigen ist, gilt, indem man die Geschwindigkeit mit w bezeichnet: $f_1 \cdot w_1 \cdot \gamma_1 = f_2 \cdot w_2 \cdot \gamma_2$.

56. Allgemeines über den Druckverlust in Rohrleitungen durch Reibung. Es wird eine runde, gerade, glatte, wagerechte Leitung zugrunde gelegt. Zusätzliche Widerstände durch Rohrkrümmer, Ventile, Hähne, Schieber usw. werden berücksichtigt, indem man zur Leitungslänge entsprechende Zuschläge macht. Wenn die Leitung steigt oder fällt, so ist die entsprechende Abnahme oder Zunahme des Druckes besonders zu rechnen. Ebenso ist die sogenannte Geschwindigkeitshöhe gesondert zu rechnen, die zum Druckverlust durch Reibung hinzutritt. Bei langen Leitungen und mäßigen Geschwindigkeiten ist die Geschwindigkeitshöhe vollkommen zu vernachlässigen. Bei kurzen Leitungen und hohen Geschwindigkeiten ist sie unter Umständen ausschlaggebend.

Der Druckverlust nimmt im selben Verhältnis zu, wie die Leitungslänge und die Dichte des strömenden Stoffes. Ferner wächst der Druckverlust angenähert mit dem Quadrat der Geschwindigkeit. Von besonderer Bedeutung ist das Verhältnis des Umfanges u der Leitung zu ihrem Querschnitte f. Die Reibung findet nämlich an der Wandung der Rohrleitung statt, der treibende Druck wirkt aber auf den Querschnitt. Der Druckverlust ist proportional $\frac{u}{f}$ oder umgekehrt proportional dem Durchmesser d; $\left(\frac{u}{f} = \frac{d \cdot \pi}{d^2 \frac{\pi}{4}} = \frac{4}{d}\right)$. Je kleiner der Durchmesser, um so größer ist bei derselben Geschwindigkeit der Druckabfall. Grundsätzlich sind bei engen Leitungen erheblich niedrigere Geschwindigkeiten zu wählen als bei weiten Leitungen.

Obwohl der Druckverlust nicht genau quadratisch mit v zunimmt, sondern in geringerem Maße, ist es üblich, in die Formeln v^2 einzuführen, und dafür eine Korrektur durch veränderliche Koeffizienten (Beiwerte) anzubringen.

Zahlentafel 10.

Zusammenhang zwischen durch Reibung verursachtem Druckverlust h in m WS, stündlicher Durchflußwassermenge Q in m³ und Wassergeschwindigkeit v in m/s. Die Zahlen für den Druckverlust gelten für 100 m glatter, gerader Rohrlänge.

v m/s	d mm	40	50	60	70	80	90	100	125	150	175	200	250	275	300	350	400	450	500	550	600
0,50	Q =	2,26	3,53	5,08	6,93	9,04	11,43	14,13	22,08	31,80	43,30	56,55	88,35	107,00	127,00	173,00	226,00	286,00	353,00	425,00	507,00
	h =	1,05	0,77	0,61	0,51	0,44	0,39	0,35	0,28	0,24	0,20	0,18	0,14	0,13	0,12	0,093	0,082	0,073	0,065	0,059	0,055
0,60	Q =	2,71	4,24	6,10	8,32	10,86	13,76	16,92	26,50	38,20	51,90	67,80	105,60	128,00	152,00	208,00	272,00	344,00	421,00	510,00	608,00
	h =	1,51	1,11	0,88	0,72	0,61	0,54	0,49	0,39	0,33	0,28	0,24	0,20	0,18	0,16	0,132	0,115	0,103	0,092	0,084	0,077
0,70	Q =	3,17	4,95	7,10	9,66	12,67	16,05	19,72	30,95	44,50	60,60	78,70	123,80	150,00	178,00	242,00	315,00	400,00	494,00	596,00	708,00
	h =	2,06	1,52	1,19	0,98	0,83	0,71	0,64	0,51	0,43	0,37	0,32	0,26	0,23	0,21	0,177	0,155	0,138	0,124	0,113	0,103
0,80	Q =	3,62	5,65	8,10	11,05	14,70	18,33	22,60	35,40	50,90	69,40	90,40	141,00	171,00	204,00	277,00	380,00	457,00	565,00	684,00	813,00
	h =	2,69	1,98	1,56	1,28	1,08	0,91	0,82	0,65	0,54	0,47	0,41	0,33	0,30	0,27	0,228	0,200	0,177	0,160	0,145	0,133
0,85	Q =	3,86	6,00	8,62	11,78	15,40	19,47	24,00	37,50	54,10	73,60	96,10	150,00	182,00	216,00	295,00	393,00	486,00	600,00	725,00	863,00
	h =	3,04	2,24	1,76	1,44	1,22	1,01	0,93	0,73	0,61	0,52	0,45	0,36	0,33	0,30	0,257	0,225	0,200	0,180	0,164	0,150
0,90	Q =	4,07	6,36	9,16	12,43	16,27	20,60	25,45	30,75	57,30	77,80	101,50	159,00	193,00	228,00	312,00	406,00	515,00	635,00	766,00	914,00
	h =	3,41	2,51	1,97	1,61	1,36	1,12	1,04	0,81	0,67	0,58	0,50	0,40	0,34	0,34	0,286	0,250	0,222	0,200	0,182	0,167
0,95	Q =	4,30	6,70	9,67	13,15	17,18	21,75	26,90	41,95	60,00	82,40	107,70	168,00	204,00	242,00	329,00	428,00	544,00	670,00	810,00	964,00
	h =	3,79	2,79	2,19	1,80	1,52	1,23	1,16	0,89	0,74	0,63	0,55	0,44	0,40	0,37	0,318	0,278	0,247	0,222	0,202	0,185
1,00	Q =	4,52	7,03	10,10	13,80	18,60	22,90	28,23	44,20	63,60	86,85	112,90	176,00	214,00	255,00	346,00	450,00	572,00	705,00	853,00	1015,00
	h =	4,20	3,10	2,43	1,99	1,68	1,35	1,28	0,98	0,81	0,70	0,61	0,49	0,44	0,41	0,350	0,306	0,272	0,245	0,222	0,204
1,05	Q =	4,75	7,42	10,70	14,56	19,00	24,05	29,70	46,40	66,80	91,00	118,70	186,00	225,00	267,00	364,00	473,00	600,00	740,00	895,00	1066,00
	h =	4,63	3,41	2,68	2,20	1,86	1,47	1,41	1,08	0,89	0,76	0,66	0,53	0,48	0,44	0,387	0,339	0,301	0,271	0,246	0,226
1,10	Q =	4,98	7,77	11,20	15,23	19,90	25,20	31,10	48,60	70,10	95,40	124,50	194,00	236,00	280,00	383,00	496,00	628,00	775,00	938,00	1117,00
	h =	5,09	3,75	2,94	2,41	2,04	1,60	1,55	1,19	0,96	0,82	0,72	0,58	0,52	0,48	0,424	0,371	0,330	0,297	0,270	0,248
1,15	Q =	5,20	8,14	11,73	15,95	20,80	26,33	32,55	50,80	73,00	99,80	130,00	203,00	246,00	292,00	400,00	519,00	656,00	810,00	980,00	1168,00
	h =	5,55	4,09	3,22	2,64	2,23	1,74	1,69	1,30	1,05	0,89	0,78	0,63	0,57	0,52	0,462	0,404	0,359	0,323	0,294	0,270
1,20	Q =	5,43	8,48	12,22	16,62	21,70	27,52	33,95	53,00	76,40	104,00	136,00	212,00	256,00	306,00	417,00	542,00	684,00	846,00	1023,00	1219,00
	h =	6,05	4,45	3,50	2,87	2,43	1,88	1,84	1,41	1,14	0,96	0,84	0,68	0,61	0,56	0,499	0,437	0,388	0,349	0,318	0,292
1,25	Q =	5,66	8,82	12,75	17,30	22,60	28,65	35,40	55,20	79,25	108,40	142,00	221,00	267,00	318,00	434,00	565,00	712,00	882,00	1065,00	1270,00
	h =	6,57	5,83	3,80	3,11	2,63	2,03	2,00	1,53	1,24	1,04	0,91	0,73	0,66	0,61	0,537	0,470	0,417	0,376	0,341	0,313
1,30	Q =	5,90	9,20	15,50	17,90	24,70	30,00	36,70	57,00	82,70	113,00	148,00	228,00	277,00	330,00	451,00	603,00	760,00	941,00	1137,00	1357,00
	h =	7,10	5,23	4,13	3,36	2,83	2,46	2,18	1,67	1,35	1,14	0,98	0,77	0,69	0,63	0,612	0,535	0,476	0,428	0,389	0,357
1,40	Q =	6,30	9,90	16,70	19,30	26,60	32,00	39,50	61,50	89,00	122,00	158,00	246,00	300,00	354,00	486,00	641,00	808,00	1000,00	1209,00	1444,00
	h =	8,15	6,01	4,74	3,87	3,27	2,84	2,50	1,92	1,55	1,35	1,12	0,80	0,80	0,72	0,687	0,601	0,534	0,481	0,437	0,401
1,50	Q =	6,75	10,30	17,90	20,60	28,50	34,50	42,30	66,00	95,50	130,00	168,00	264,00	320,00	380,00	520,00	680,00	855,00	1060,00	1280,00	1530,00
	h =	9,35	6,90	5,43	4,44	3,76	3,25	2,87	2,20	1,79	1,49	1,29	1,01	0,91	0,83	0,762	0,667	0,593	0,534	0,485	0,445
1,75	Q =	7,90	12,30	20,90	24,20	33,25	40,25	49,25	77,00	110,00	152,00	197,00	307,00	372,00	442,00	605,00	790,00	1000,00	1235,00	1500,00	1780,00
	h =	12,72	9,40	7,39	6,04	5,11	4,42	3,90	2,99	2,42	2,03	1,75	1,37	1,23	1,12	1,027	0,899	0,799	0,719	0,653	0,599
2,00	Q =	9,00	14,05	23,80	27,60	38,00	46,00	56,50	88,00	127,00	173,00	225,00	352,00	428,00	500,00	690,00	905,00	1145,00	1410,00	1710,00	2040,00
	h =	16,62	12,27	9,65	7,89	6,68	5,78	5,10	3,91	3,17	2,66	2,28	1,79	1,61	1,47	1,330	1,164	1,034	0,931	0,846	0,776

57. Druckverluste in Wasserleitungen. Es sei h der durch Reibung verursachte Druckverlust in m WS, d der lichte Rohrdurchmesser in m, l die Leitungslänge in m, v die Durchflußgeschwindigkeit[1] in m/s, Q die Durchflußmenge in m³/s, dann ist ungefähr:

$$h = 0{,}024 \frac{l \cdot v^2}{d \cdot 2g} \cdot \gamma = 0{,}00123 \frac{l \cdot v^2}{d}$$

oder, da

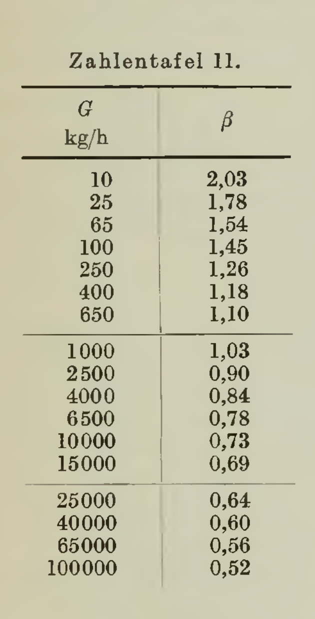
$$v^2 = \left(\frac{Q}{d^2 \frac{\pi}{4}}\right)^2: \qquad h = 0{,}002 \frac{l \cdot Q^2}{d^5}, \qquad d = \sqrt[5]{\frac{0{,}002 \cdot l \cdot Q^2}{h}}.$$

Der Druckverlust ist also unabhängig vom Wasserdruck. Es sind verschiedene Formeln und verschiedene Tabellen in Anwendung. Gebrauchte Leitungen weisen häufig mehrfach größere Verluste auf, weil die Rohrwände verkrustet sind, die Leitung also enger und rauher geworden ist. Zahlentafel 10 stammt von der Maschinenbau-A. G. Balcke. Sie gilt für 100 m Rohrlänge. Q ist in m³/h angegeben; der Druckverlust h in m WS.

Beispiele.

Durch eine 100 m lange Leitung von 0,5 m Durchmesser fließt Wasser mit 1,2 m/s. Wie groß ist der Druckverlust h? $h = \frac{0{,}00123 \cdot 100 \cdot 1{,}2^2}{0{,}5} = 0{,}356$ m. Die Tafel gibt 0,349 m Druckverlust an, zugleich ist der Tafel zu entnehmen, daß die stündliche Durchflußmenge = 846 m³ ist. — Durch eine 100 m lange Leitung von 80 mm, d. h. 0,08 m Durchmesser fließen stündlich 36 m³. Wie groß ist der Druckverlust? $Q = 0{,}01$ m³/s. $h = \frac{0{,}002 \cdot 100 \cdot 0{,}01^2}{0{,}08^5} = 6{,}11$ m. Aus der Tabelle entnimmt man, daß für eine stündliche Durchflußmenge von 38 m³ der Druckverlust 6,68 m und die Durchflußgeschwindigkeit = 2 m/s ist.

58. Druckverluste in Luft- und Dampfleitungen. Im folgenden ist l die Länge der glatten Leitung in m, w die Durchflußgeschwindigkeit in m/s, γ das spezifische Gewicht



Zahlentafel 11.

G kg/h	β
10	2,03
25	1,78
65	1,54
100	1,45
250	1,26
400	1,18
650	1,10
1000	1,03
2500	0,90
4000	0,84
6500	0,78
10000	0,73
15000	0,69
25000	0,64
40000	0,60
65000	0,56
100000	0,52

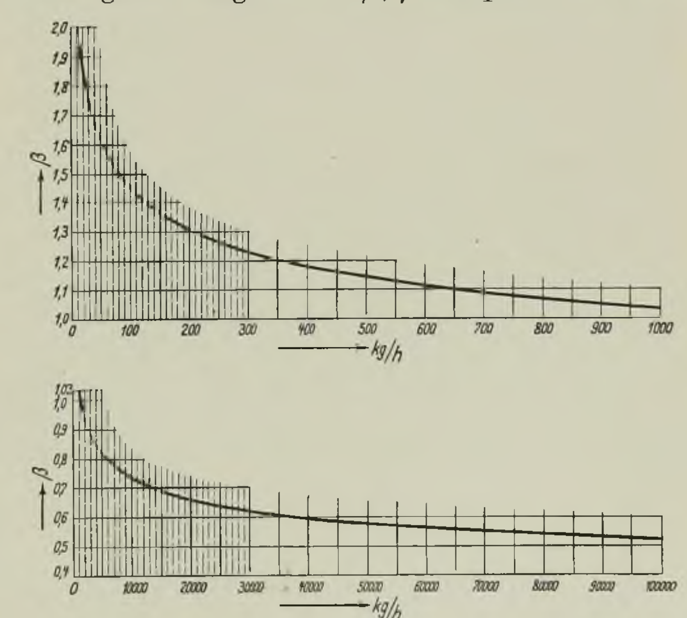


Abb. 89. Koeffizient β in Abhängigkeit vom stündlichen Durchflußgewicht.

in kg/m³, G das Gewicht der stündlichen Durchflußmenge in kg, d der Leitungsdurchmesser in Millimetern, β ein Koeffizient, der nach Fritzsche $= 2{,}86 : G^{0{,}148}$ ist, und im Mittel den Wert 1 hat[2]. β kann der Zahlentafel 11, sowie dem Diagramm Abb. 89 ent-

[1] Für Wasser wählt man $v = 1$ bis 2 m/s.

[2] Die Berechnung des Druckverlustes nach Fritzsche ist die übliche; doch verwendet die Praxis für Dampfleitungen auch Berechnungen, die um etwa die Hälfte höhere Werte ergeben.

nommen werden. Für γ ist nicht der Anfangswert, sondern gemäß dem zu erwartenden Druckabfall ein mittlerer Wert einzusetzen. Der Druckverlust ist sowohl in mm WS als auch in at angegeben.

$$\text{Druckverlust } h_{\text{mm WS}} = \frac{\beta \cdot \gamma \cdot l \cdot w^2}{d} \text{ oder}$$

$$\text{Druckverlust } \Delta p_{\text{at}} = \frac{\beta \cdot \gamma \cdot l \cdot w^2}{10000\, d} \text{ oder, da}$$

$$G = 3600 \cdot w \cdot f \cdot \gamma = 3600 \cdot w \cdot \left(\frac{d}{1000}\right)^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \gamma \text{ und}$$

$$w = \frac{4 \cdot G}{3600 \cdot \pi \cdot \gamma} \cdot \left(\frac{1000}{d}\right)^2:$$

$$\text{Druckverlust } \Delta p_{\text{at}} = \frac{12{,}5 \cdot \beta \cdot G^2 \cdot l}{\gamma \cdot d^5}, \text{ woraus folgt}$$

$$d = \sqrt[5]{\frac{12{,}5\, \beta \cdot G^2 \cdot l}{\gamma \cdot \Delta p_{\text{at}}}}.$$

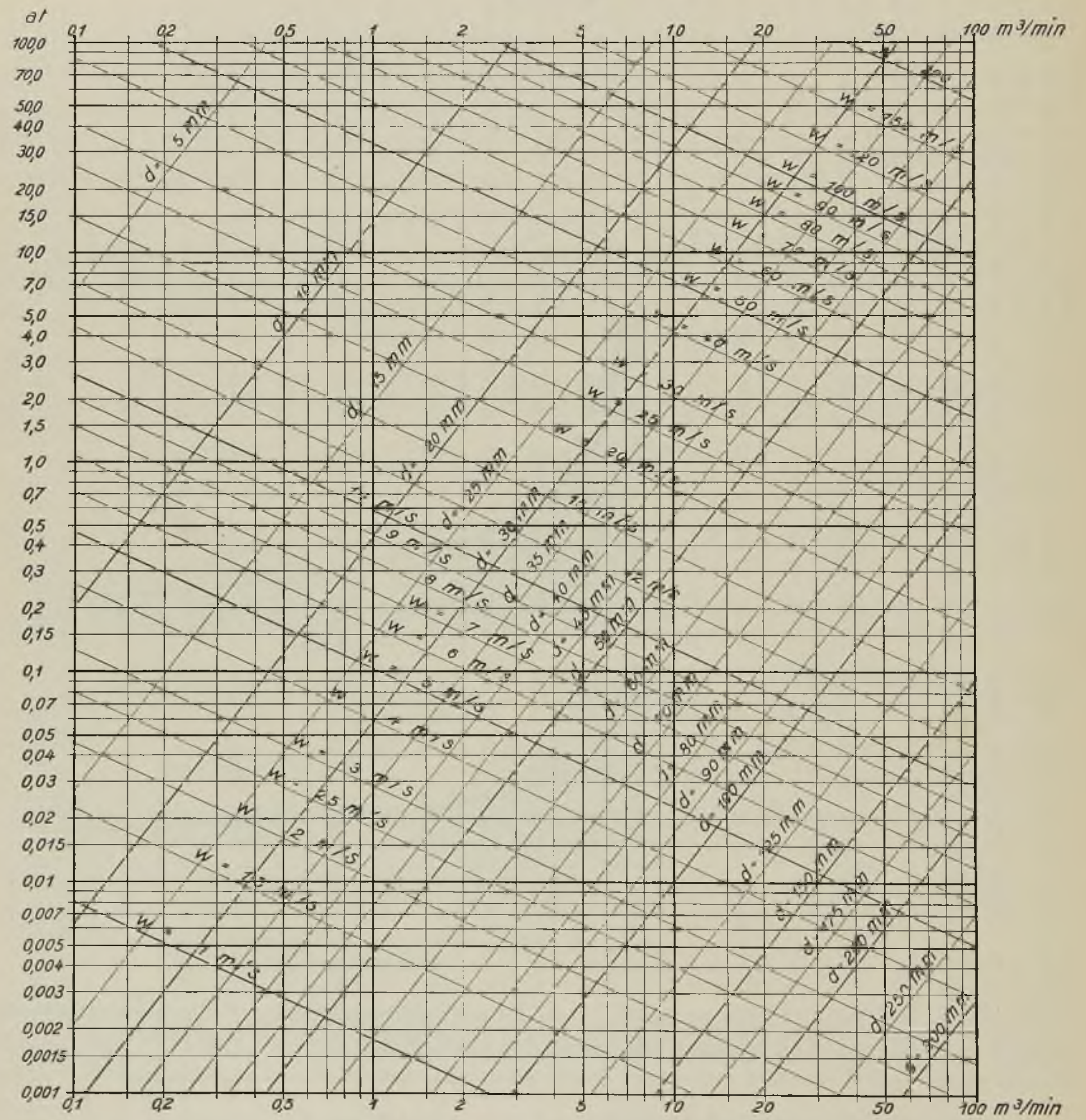


Abb. 90. Zusammenhang zwischen Druckverlust Δp in at, Strömungsgeschwindigkeit w in m/s, Rohrweite d in mm, minutlicher Ansaugmenge in m³ bezogen auf 1 at für Druckluft von 5 at mittlerem Überdruck und 7,2 kg/m³ spez. Gewicht. Die Zahlen für den Druckverlust gelten für 100 m glatter, gerader Rohrlänge.

Für glatt ausgemauerte Schächte oder glatte Eisenblechlutten von großem Durchmesser rechnet der Bergmann den Druckverlust der durchströmenden Wetter

$$h_{\text{mm WS}} = \frac{0{,}8 \cdot l \cdot w^2}{d_{\text{mm}}},$$

dem für $\gamma = 1{,}25$ ein Wert $\beta = 0{,}64$ entspricht.

Bei Dampfleitungen, für welche die Fritzschesche Formel auch gilt, rechnet man häufig auf Grund der früheren Versuche von Eberle mit $\beta = 1{,}05$.

Die Zahlentafeln 12 und 13 gelten für 100 m Leitungslänge. Sie sind unmittelbar anwendbar für Druckluft vom spezifischen Gewicht $\gamma = 7{,}2$, also für Druckluft z. B. von 5 at Überdruck oder 6 at absolutem Druck und etwa 25°. Die Durchflußmenge ist in der Zahlentafel 12 in kg/min, in der Zahlentafel 13 in kg/h angegeben. Außerdem ist auch die angesaugte Luftmenge, bezogen auf 1 at, in m³/min bzw. in m³/h angegeben. Sieht man von der Ansaugmenge ab, so gelten die Tafeln auch für Dampf vom spezifischen Gewicht 7,2. Gesättigter Wasserdampf von 14,5 at hat das spezifische Gewicht 7,2. Ändert sich γ, so sind die in den Zahlentafeln für die Geschwindigkeit und den Druckverlust angegebenen Werte mit $\frac{7{,}2}{\gamma}$ zu multiplizieren. Nimmt γ ab, d. h. werden Luft oder Dampf dünner, so steigen also Durchflußgeschwindigkeit und Druckverlust. Für $\gamma = 4{,}8$ z. B., d. h. für Druckluft von 4 ata oder für gesättigten Wasserdampf von 9,6 at oder überhitzten Dampf von 12,5 at und 300° werden Durchflußgeschwindigkeit und Druckverlust 1,5 mal so groß, wie in den Tafeln angegeben ist.

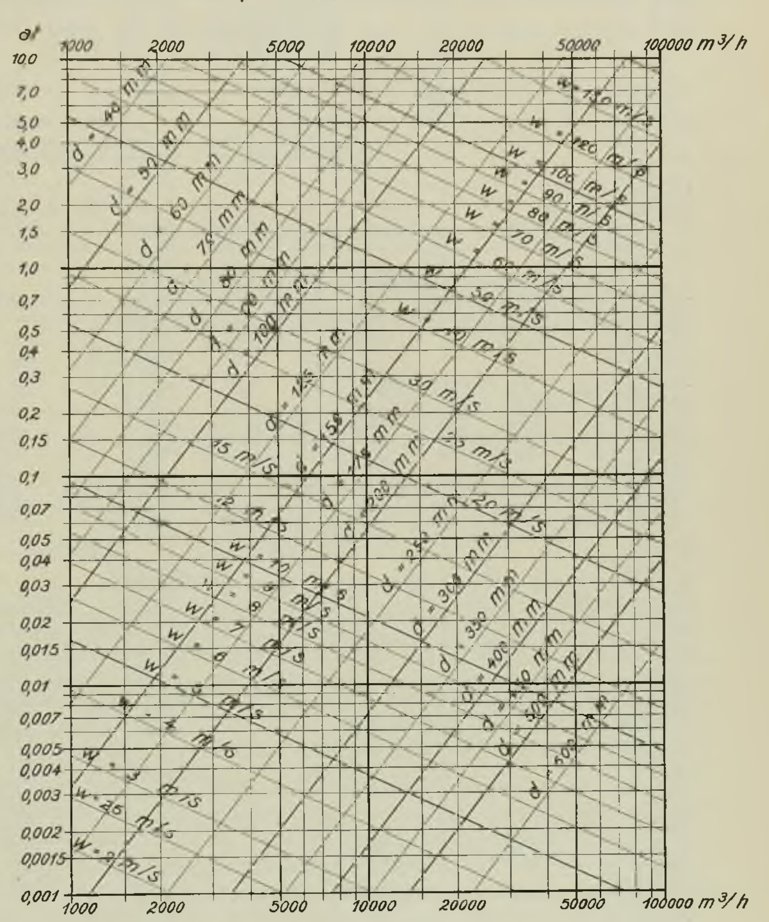


Abb. 91. Zusammenhang wie im Diagramm Abb. 90, jedoch für stündliche Ansaugmenge.

Zur Ergänzung der Zahlentafeln 12 und 13 dienen die in den Abb. 90 und 91 dargestellten Diagramme, die sich auf ein weiteres Gebiet erstrecken als die Zahlentafeln, und aus denen man ferner Zwischenwerte bequem entnehmen kann. Bei diesen Diagrammen sind logarithmische Koordinaten verwendet. Weil die dargestellten Zusammenhänge durch Exponentialgleichungen verbunden sind, sind die Linien für die Leitungsdurchmesser d und die Durchflußgeschwindigkeit w Geraden. Um die Anwendung der Diagramme zu erlernen, rechne man ein Zahlenbeispiel gemäß den Formeln und Zahlentafeln und verfolge es dann in den Diagrammen[1].

[1] Vgl. wegen der Diagramme sowohl wie wegen des ganzen behandelten Gebietes die sehr instruktiven Aufsätze von Hinz: Glückauf 1916, S. 997 und Glückauf 1920, S. 85.

Zahlentafel 12[1]. Zusammenhang zwischen Druckverlust Δp, Strömungsgeschwindigkeit w, Rohrweite d, minutlicher Durchflußmenge in kg oder Ansaugmenge in m³ für Druckluft von 5 at mittlerem Überdruck (6 ata mittlerem Druck) und 7,2 kg/m³ mittlerem spezifischem Gewicht. Der Druckverlust Δp gilt für 100 m glatter, gerader Rohrlänge.

Lichte Rohrweite d in mm		25		38		50		65		75		100		125	
Minutliche Durchfluß-menge kg	Minutliche Ansaug-menge m³	Δp at	w m/s	Δp at	w m/s	Δp at	w m/s	Δp at	w m/s	Δp at	w m/s	Δp at	w m/s	Δp at	w m/s
1,2	1	0,142	5,66	0,0172	2,44										
2,4	2	0,507	11,32	0,0621	4,87										
6	5	2,76	28,3	0,34	12,22	0,0087	7,08	0,023	4,18						
12	10			1,225	24,42	0,313	14,16	0,084	8,36						
18	15			2,7	36,8	0,663	21,21	0,178	12,55	0,087	9,43	0,021	5,3		
24	20					1,127	28,32	0,303	16,72	0,149	12,58	0,035	7,07		
30	25					1,74	35,5	0,43	21,10	0,225	15,72	0,053	8,84	0,018	5,67
36	30					2,35	42,5	0,63	25,1	0,315	18,86	0,075	10,6	0,025	6,79
48	40							1,08	33,4	0,53	25,2	0,127	14,14	0,042	9,05
60	50							1,69	42,0	0,81	31,4	0,193	17,68	0,063	11,34

Zahlentafel 13[1]. Die Zahlentafel 13 ergibt denselben Zusammenhang wie Zahlentafel 12, nur ist die stündliche Luftmenge angegeben. Die Zahlen für den Druckverlust gelten ebenfalls für 100 m glatter, gerader Rohrlänge.

Lichte Rohrweite d in mm		75		100		125		150		175		200		250		300		350		400	
Stündliche Durchfluß-menge kg	Stündliche Ansaug-menge m³	Δp at	w m/s	Δp at	m/s w	Δp at	w m/s	Δp at	w m/s	Δp at	w m/s	Δp at	w m/s	Δp at	w m/s	Δp at	w m/s	Δp at	w m/s	Δp at	w m/s
1200	1000	0,106	10,5	0,025	5,9	0,0082	3,77	0,0032	2,62												
2400	2000	0,383	21	0,091	11,8	0,029	7,54	0,012	5,24												
4800	4000	1,41	42	0,33	23,6	0,107	15,08	0,043	10,48	0,020	7,69	0,0102	5,88	0,0034	3,77						
7200	6000	2,95	63	0,70	35,4	0,227	22,62	0,091	15,72	0,042	11,54	0,022	8,82	0,0071	5,66						
9600	8000			1,18	47,2	0,39	30,2	0,150	20,5	0,072	15,38	0,036	11,76	0,012	7,54	0,0048	5,24				
12000	10000			1,8	59	0,59	38	0,235	26	0,108	19,22	0,055	14,70	0,018	9,43	0,0073	6,56				
18000	15000					1,22	56	0,49	39	0,231	28,9	0,118	22,08	0,038	14,15	0,015	9,83	0,0072	7,22		
24000	20000							0,85	52	0,382	38,4	0,200	29,40	0,066	18,86	0,026	13,12	0,0123	9,62		
30000	25000							1,28	66	0,585	48	0,30	37	0,098	23,6	0,039	16,38	0,0184	12,02	0,0095	9,22
36000	30000									0,82	58	0,42	44	0,138	28,3	0,056	19,66	0,0259	14,44	0,0133	11,06
48000	40000									1,45	77	0,72	59	0,237	38	0,096	26,2	0,0437	19,24	0,0225	14,76
60000	50000											1,1	74	0,36	47	0,146	32,8	0,0665	24,04	0,0343	18,44

[1] Über die Anwendbarkeit der Zahlentafeln 12 und 13 und der Diagramme Abb. 90 und 91 für andere Verhältnisse vgl. das in Ziffer 58 Gesagte.

Da die Formeln von Fritzsche und die auf diesen Formeln aufgebauten Zahlentafeln und Diagramme nur für mäßigen Druckabfall gelten, so ist bei der Anwendung der Formeln und Tafeln sinngemäß zu verfahren. Wenn man z. B. aus der Zahlentafel 13 entnimmt, daß in einer Leitung von 75 mm l. W. bei einem Durchgange von 7200 kg/h der Druckabfall für 100 m Leitungslänge = 2,95 at ist, so ist dieser Wert, weil die Formel nur für mäßigen Druckabfall gilt, nicht verwendbar; wohl kann man aber folgern, daß der Druckverlust für 10 m Leitungslänge etwa = 0,295 at ist. Ebenso ist zu verstehen, daß der Druckverlust im Diagramm Abb. 90 bis 100 at und im Diagramm Abb. 91 bis 10 at reicht. Überhaupt darf man nicht annehmen, daß man Strömungsverluste in Wasser- oder Dampf- oder Druckluftleitungen mit der Genauigkeit rechnen kann, mit der man elektrische Leitungen berechnet. Aber die Rechnung gibt uns den ersten Anhalt und schützt uns vor groben Fehlern.

Zahlentafel 14 schließlich gilt für 4 at Überdruck, mit welchem Drucke man in der Grube rechnet. Man kann ihr entnehmen, wieviel Kubikmeter Luft durch die Leitung strömen, wenn Leitungslänge und Druckabfall (0,1 at) gegeben sind[1].

Zahlentafel 14. Zulässige Luftmenge in m^3/min (bezogen auf atmosphärische Spannung) bei 4 at Überdruck = 5 at abs. und 0,1 at Druckabfall.

Rohrdurchmesser	Leitungslänge in m											
mm	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1250	1500
30	1	0,9	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
60	6,5	5,5	4,8	4,2	3,9	3	2,9	—	—	—	—	—
70	10	8,5	6,5	5,5	5	4,5	4	3,9	3,7	3	—	—
100	25	22	18	15	14	13	11	10	9,7	9,2	8,1	7,7
150	75	65	50	45	42	38	34	32	29	27	24	22
200	165	145	115	100	86	78	72	68	63	59	52	48
250	300	260	210	180	160	145	130	120	115	110	95	85
300	480	420	350	290	260	235	215	200	190	175	155	145
350	740	650	520	470	390	365	330	310	290	270	240	220

Beispiele.

1. Es werden stündlich 30000 kg oder 25000 m^3 Luft angesaugt und auf 5,1 at Überdruck, d. h. auf 6,1 at abs. komprimiert. Die Druckleitung hat 300 mm lichte Weite, ist bis zum Füllort 1200 m lang (einschl. der Zuschläge für Ventile, Krümmer usw.) und fällt 600 m ab. Wie groß ist der Leitungsdruck am Füllort? Aus dem Diagramm Abb. 89 wird $\beta = 0{,}62$ entnommen. Der anfängliche absolute Druck ist 6,1 at; im Mittel werde der Druck wegen der zu erwartenden Druckverluste = 6 at und $\gamma = 7{,}2$ gesetzt. w wird 16,38 m/s. Dann ist der Druckverlust $\Delta p = \frac{0{,}62 \cdot 7{,}2 \cdot 1200 \cdot 267}{10000 \cdot 300} =$ rd. 0,48 at. In der Schachtleitung nimmt der Druck um $600 \cdot 7{,}2 = 4320$ mm WS oder 0,43 at zu, so daß der Druck am Füllort = 6,05 at abs. ist.

2. Ein 30pferdiger Druckluftmotor, der 60 m^3 angesaugte Luft für die PSh braucht, ist durch eine einschl. Zuschläge 120 m lange Leitung von 65 mm Durchmesser an das Leitungsnetz angeschlossen. Wie groß ist der Druckabfall, wenn in der 120 m langen Zuleitung der Druck im Mittel 5 at abs. ist? Der Motor braucht $60 \cdot 30 = 1800$ m^3/h oder 30 m^3/min. Laut Zahlentafel ist für Druckluft von 6 at abs. mittlerer Spannung der Druckabfall in einer Leitung von 65 mm Durchmesser und 100 m Länge = 0,63 at. Bei 120 m Leitungslänge und 5 at mittlerem Leitungsdruck ist der Druckabfall $= 0{,}63 \cdot \frac{120}{100} \cdot \frac{6}{5} = 0{,}91$ at.

3. Ein Hochdruckkompressor saugt stündlich 1800 m^3 Luft an und preßt sie auf 150 at. Die gepreßte Luft strömt durch eine einschl. Zuschläge 1000 m lange Leitung von 50 mm Durchmesser bis zur Lokomotivfüllstelle untertage. Die Leitung fällt insgesamt 600 m ab. Wie groß ist der Druck an der Füllstelle? $G = 2200$ kg/h. $\beta = 0{,}91$. $w = 1{,}7$ m/s. $\gamma = 180$ kg/m^3. Mithin ist der Druckabfall durch Reibung $\Delta p_{at} = \frac{0{,}91 \cdot 180 \cdot 1000 \cdot 1{,}7^2}{10000 \cdot 50} = 0{,}95$ at. Der Druckgewinn durch das Gewicht der 600 m hohen Preßluftsäule beträgt $1{,}2 \cdot 150 \cdot 600 = 108000$ mm WS oder 10,8 at. Die Preßluft hat also unten ungefähr 10 at mehr Druck als oben.

4. Eine Dampfkesselbatterie von 1000 m^2 Heizfläche, die stündlich 30 kg/m^2 verdampft, erzeugt Dampf von 16 at und 330°. In der Dampfleitung ist mit einer mittleren Temperatur von 300° zu rechnen, so daß $\gamma = 6{,}2$ wird. Die Dampfleitung hat 150 mm Durchmesser und ist einschl. Zuschläge 80 m lang. Wie groß ist die Dampfgeschwindigkeit und der Druckabfall? Für $\gamma = 7{,}2$ und $G = 30000$ kg/h ist die Geschwindigkeit laut

[1] Vgl. Glückauf 1920, S. 603.

Zahlentafel 13 (S. 90) 66 m/s und der Druckabfall für 100 m = 1,28 at. Für $\gamma = 6,2$ wird die Geschwindigkeit $= \frac{66 \cdot 7,2}{6,2} = 77$ m/s; der Druckabfall für 80 m Leitungslänge wird $1,28 \cdot \frac{7,2}{6,2} \cdot \frac{80}{100} = 1,2$ at.

59. Gleichwertige Rohrlängen für Ventile, Krümmer usw. Die Druckverluste in Ventilen usw. rechnet man als proportional dem Quadrate der Geschwindigkeit. Man setzt bei Wasser den Druckverlust $h = \xi \cdot \frac{v^2}{2g}$ m WS. Bei Luft und Dampf setzt man den Druckverlust $\Delta p_{at} = \frac{1}{10000} \cdot \xi \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma$. Nach Brabbée: Z.V.d.I. 1916 ist für Durchgangsventile $\xi = 7$, für Krümmer $\xi = 0,2$ usw. (vgl. Zahlentafel 15). Man berücksichtigt den Widerstand solcher Armaturstücke, indem man die gleichwertige Rohrlänge einsetzt. Zahlentafel 15[1] gibt für Druckluftleitungen die gleichwertigen Rohrlängen der Armaturstücke für verschiedene Rohrdurchmesser an. Bei großen Leitungen erscheinen nach vorstehender Rechnung Ventile ganz besonders ungünstig, ungünstiger als der Wirklichkeit entspricht. Im Druckluftbetriebe hat man heut in den großen Leitungen hauptsächlich Schieber; an den Enden der Leitungen, vor den Motoren usw. verwendet man Ventile.

Zahlentafel 15. Rohrlängen in m mit gleichem Druckverlust wie Armaturteile von Druckluftleitungen.

Lichte Rohrweite in mm	Durchgangsventil $\xi = 7$	Eckventil $\xi = 3$	Schieber $\xi = 0,3$	Normalkrümmer $\xi = 0,2$	T-Stück $\xi = 2$
50	15	7	0,7	0,4	4
75	25	11	1,1	0,7	7
100	35	15	1,5	1	10
150	60	25	2,5	1,7	17
200	85	35	3,5	2,4	24
300	140	60	6	4	40
400	200	85	8,5	6	60

VII. Allgemeines über Kolbenmaschinen.

60. Einfachwirkende und doppeltwirkende Zylinder. Bei einem einfachwirkenden Dampfzylinder wirkt der Dampf nur auf der einen Seite des Zylinders, die andere Seite ist offen. Läßt man den Dampf auch auf der anderen Zylinderseite wirken, so erhält man die doppelte Leistung. Wenn irgend möglich, wird man also doppeltwirkende Zylinder verwenden. Dampfmaschinen und Großgasmaschinen werden fast immer mit doppeltwirkenden Zylindern ausgeführt, kleine Verbrennungsmaschinen dagegen ausschließlich mit einfachwirkenden Zylindern. Eine Besonderheit bilden Zylinder mit einem Stufenkolben, der auf der einen Seite mit dem vollen Querschnitt, auf der andern nur mit einer Ringfläche von halbem oder noch kleinerem Querschnitte wirkt.

61. Ein- und mehrzylindrige Maschinen. Zwillings- und Drillingsanordnung. Tandemanordnung. Einzylindrige Kraftmaschinen haben den Nachteil, daß sie nicht in jeder Lage anspringen. Treibt man die Welle durch 2 Kurbeln an, die um 90° versetzt sind, oder durch 3 Kurbeln, die um 120° versetzt sind usw., so springt die Maschine in jeder Lage an und wird gleichmäßiger gedreht. Treibt man den Kolben von der Kurbelwelle aus an, wie es bei Pumpen geschieht, so versetzt man um des gleichmäßigen Ganges willen ebenfalls die Kurbeln. Sind die nebeneinander liegenden Zylinder gleich, so hat man Zwillingsanordnung oder Drillingsanordnung. Daß man gleiche Zylinder hintereinander setzt, kommt bei Großgasmaschinen häufig vor, die im Viertakt arbeiten. Man spricht dann von Tandem- oder Reihenanordnung. Die Zündungen werden dann so geschaltet, daß bei jedem Hube eine Zündung erfolgt.

62. Einstufige und mehrstufige Wirkung (Verbundwirkung). Bei Dampfmaschinen und Kolbenkompressoren unterscheidet man ein- und mehrstufige Wirkung. Mäßige

---

[1] Nach Hinz: Z. Preßluft 1921, S. 20.

Dampfdrücke nützt man in einem Zylinder aus. Bei hohen Dampfdrücken ist es aber zweckmäßig, den Dampf erst in einem kleinen Hochdruckzylinder auf einen Zwischendruck zu entspannen und dann den aus dem Hochdruckzylinder abströmenden Dampf in einem viel größeren Niederdruckzylinder weiter auszunützen. Hochdruckzylinder und Niederdruckzylinder können nebeneinander liegen (zweikurblige Verbundmaschine, Anordnung *II* in Abb. 92) oder hintereinander liegen (einkurblige oder Tandemverbundmaschine, Anordnung *IV*). Früher, ehe überhitzter Dampf angewendet wurde, wurden vielfach Dreifachexpansionsmaschinen gebaut. Anordnung *III* ist eine 3kurblige, Anordnung *VI* eine 2kurblige Dreifachexpansionsmaschine; letztere hat geteilten Niederdruckzylinder. Anordnung *V* ist eine Zwillingsverbundmaschine. Bei Kolbenkompressoren wird die Luft auf den häufig angewendeten Enddruck von 6 bis 7 at zweistufig komprimiert, erst im Niederdruck-, dann im Hochdruckzylinder. Bei Drücken von 150 bis 200 at ist 5stufige Kompression üblich. Ein grundsätzlicher Vorteil der mehrstufigen Wirkung ist, daß die großen Kolbenflächen nur niedrigen Druck bekommen und der hohe Druck nur auf kleine Kolbenflächen wirkt.

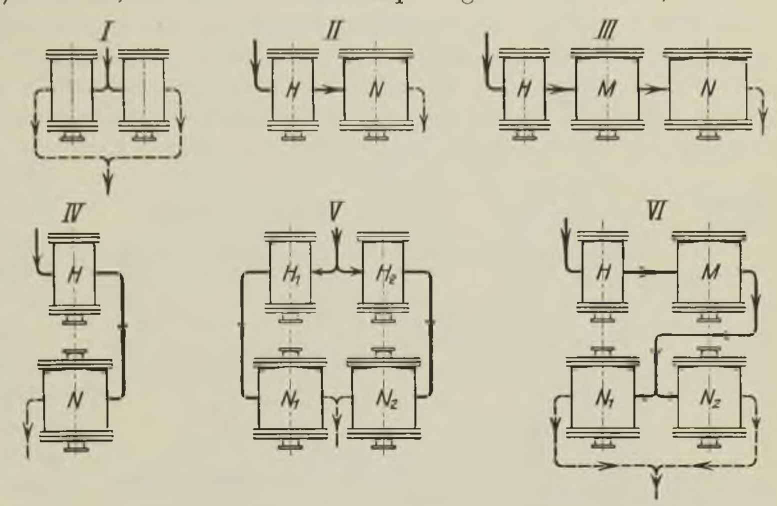


Abb. 92. Zylinderanordnungen von Kolbenmaschinen.

63. Hubraum. Schädlicher Raum. Verdichtungsraum. Hubraum ist Kolbenfläche × Hub. Wenn der Kolben einer Dampfmaschine oder eines Luftkompressors im Hub-

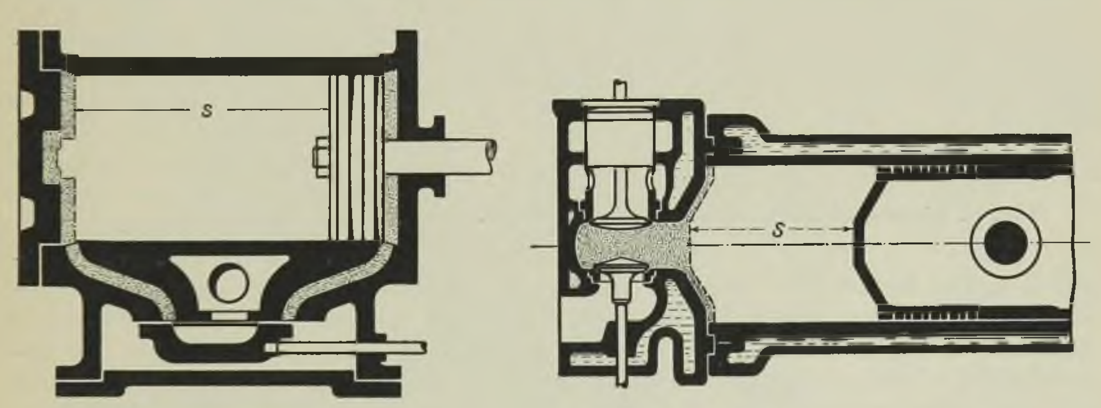


Abb. 93. Schädlicher Raum eines Dampfzylinders.

Abb. 94. Verdichtungsraum eines Gasmaschinenzylinders.

wechsel steht, so befindet sich zwischen ihm und dem Zylinderboden noch ein gewisser Raum. Dieser Raum nebst dem Raume bis zum abschließenden Schieber (vgl. Abb. 93) oder bis zu den abschließenden Ventilen heißt schädlicher Raum. Schädlich ist der Raum aber erst, wenn er zu groß ist. Die Größe des schädlichen Raumes wird in Prozenten des Hubraumes angegeben. Je nach der Art der Steuerung, der Größe der Zylinder, der Drehzahl der Maschine schwankt der schädliche Raum zwischen 3 und 15%. Der Inhalt des schädlichen Raumes arbeitet bei der Expansion und Kompression mit. Im

Gegensatz zu den Gasen und Dämpfen ist der schädliche Raum bei Flüssigkeiten unschädlich, da Expansion und Kompression fehlen.

Bei Verbrennungsmaschinen heißt der Raum hinter dem im Hubwechsel stehenden Kolben Verdichtungsraum (Abb. 94); dessen Größe ist danach zu bemessen, wie hoch man die Verdichtung treiben will.

64. Das Indikatordiagramm. Das Indizieren. Wird während eines Arbeitspieles der Druckverlauf im Zylinder über einer den Kolbenweg darstellenden Linie aufgetragen, so erhält man einen geschlossenen Linienzug, das sogenannte Indikatordiagramm, das grundsätzlich mit dem in Ziffer 8 besprochenen PV-Diagramm übereinstimmt. Man entnimmt der arbeitenden Maschine das Diagramm mit Hilfe des Indikators. Aus einem solchen Diagramm kann man sehr anschaulich die Wirkung der Maschine ersehen und erkennen, ob die Steuerung in Ordnung ist; ferner kann man den mittleren Druck im Zylinder bestimmen und auf Grund der Maschinenabmessungen und der Drehzahl die indizierte Leistung oder den indizierten Kraftbedarf der Maschine berechnen. In Abb. 95 ist für die wichtigsten Kolbenmaschinen die kennzeichnende Form ihrer Diagramme dargestellt. Es sind Kraft abgebende und Kraft verbrauchende Maschinen nebeneinandergestellt. So der Druckwassermotor neben die Kolbenpumpe und der Druckluftmotor neben den Luftkompressor und die Luftpumpe. Der Dampfmaschine fehlt der Partner, weil es keinen Zweck hätte, Wasserdampf zu komprimieren, ebenso der Gasmaschine, weil man selbstverständlich kein explosibles Gemisch komprimiert. Bei einem Indikatordiagramm kommt es auf die Länge überhaupt nicht an; die Länge stellt eben den Kolbenhub dar. Der Maßstab, in welchem der Druck verzeichnet ist, der sogenannte Federmaßstab, muß aber angegeben sein, z. B. 8 mm = 1 at. Wichtig ist ferner, die atmosphärische Linie zu verzeichnen, damit man erkennen kann, wie groß z. B. der Gegendruck bei einer auspuffenden Dampfmaschine ist, oder wie groß der Unterdruck beim Saughube einer Pumpe ist. Einen Überblick über die Höhe der auftretenden Drücke hat man sofort, wenn man im Diagramm außer der atmosphärischen Linie die Linie des absoluten Druckes Null verzeichnet.

Betriebsmittel	Kraftmaschinen		Kraftverbraucher	
Wasser	Wasserdruckmotor		Pumpe	
Luft	Druckluftmotor		Kompressor	
			Luftpumpe	
Dampf	Dampfmaschine		—	—
Brennbare Gemische	Verpuffungsmaschine		—	—

Abb. 95. Diagramme der wichtigsten Kolbenmaschinen.

Die Diagramme des Wasserdruckmotors und der Pumpe haben rechteckige Form, weil das Wasser nicht zusammendrückbar ist. Die übrigen Diagramme enthalten Kurven, die die Expansion und Kompression von Dampf oder Gas darstellen. Ein Kompressordiagramm ähnelt deswegen äußerlich einem Dampfmaschinendiagramm, tatsächlich ist es aber dem Pumpendiagramm verwandt.

Abb. 96 zeigt einen Indikator nebst Zubehör. Der Indikatorzylinder, der 20 mm Durchmesser hat, kann durch den Indikatorhahn, einen Dreiwegehahn, entweder mit der

Atmosphäre oder mit dem zu indizierenden Kraftmaschinen-, Pumpen- oder Kompressorzylinder verbunden werden. Die Indikatorfeder (F), die man, wie es gezeichnet ist, meist außerhalb des Indikatorzylinders anordnet, damit sie kalt bleibt, wählt man nach

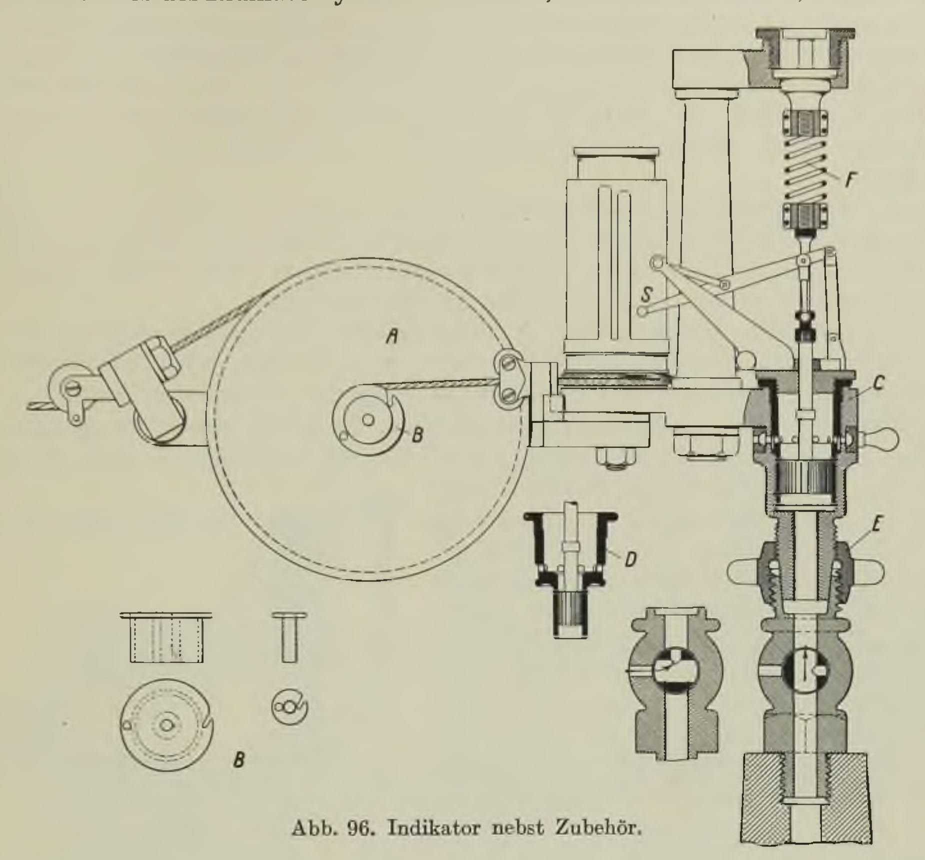


Abb. 96. Indikator nebst Zubehör.

den auftretenden höchsten Drücken. Der höchste Druck, für den eine Feder geeignet ist, ist auf ihr verzeichnet, ebenso der Federmaßstab. 8 kg 6 mm z. B. bedeutet, daß die

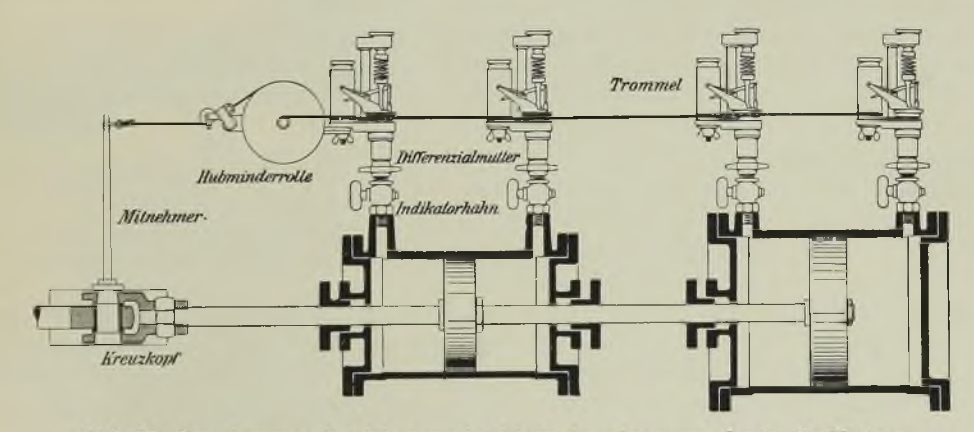


Abb. 97. Gemeinsamer Antrieb von vier hintereinander angeordneten Indikatoren.

Feder für 8 at höchsten Überdruck verwendbar ist, und daß im Diagramm 6 mm Höhe 1 kg/cm^2 Druck darstellen. Die Bewegung des Indikatorkolbens wird durch das Schreibzeug in vergrößertem Maßstabe auf das auf die Indikatortrommel gespannte Blatt übertragen. Die Indikatortrommel wird vom Kreuzkopf angetrieben, so daß sich das Indikator-

blatt entsprechend wie der Kolben bewegt. In der Regel ist es nötig, in den Antrieb der Indikatortrommel eine Hubverminderung einzuschalten. Sehr gebräuchlich ist die in Abb. 96 dargestellte Hubminderrolle, deren große Scheibe A vom Kreuzkopfe aus durch eine Schnur bewegt wird, während die mit A gekuppelte kleine Scheibe B die Indikatortrommel treibt. Ist der Maschinenhub klein, so muß die Rolle B groß sein, ist der Maschinenhub groß, so muß die Rolle B klein sein. Im Bilde sind eine große und eine kleine Rolle B dargestellt. Bei großen Kolbenhüben und schnellem Maschinengange wird anstatt der Hubminderrolle zweckmäßig eine Hebelübersetzung eingeschaltet.

Beim 20 mm-Kolben reicht die stärkste Feder meist nur bis 15 at. Man kann aber mit derselben Feder 4 mal höhere Drücke indizieren, indem man in den 20 mm-Zylinder einen kleinen Zylinder (D) von 10 mm Durchmesser einsetzt, oder 10 mal höhere Drücke, wenn man einen Zylinder von 6,3 mm Durchmesser einsetzt.

Um die indizierte Leistung einer Kolbenmaschine festzustellen, müssen ihre sämtlichen Zylinderseiten zugleich indiziert werden. Abb. 97 zeigt, wie man mittels 1 Hubminderrolle die Trommeln von 4 hintereinanderliegenden Indikatoren antreibt.

65. Indizierte Leistung. Indizierter Kraftbedarf. Es sei bei einem Dampfzylinder auf der einen Zylinderseite das Dampfdiagramm, Abb. 98, entnommen, dann ist die vom Dampfe an den Kolben beim Hinhube übertragene absolute Arbeit gleich der Summe der Flächen I und II. Beim Rückhube muß der Kolben die durch die Fläche II dargestellte Gegendruck- und Kompressionsarbeit leisten. Die Diagrammfläche I stellt also die bei einem Arbeitspiele der Dampfmaschine auf der einen Zylinderseite geleistete indizierte Arbeit dar. Bei einer Pumpe oder einem Kompressor bedeutet die Diagrammfläche die vom Kolben an das Wasser oder die Luft abgegebene Arbeit.

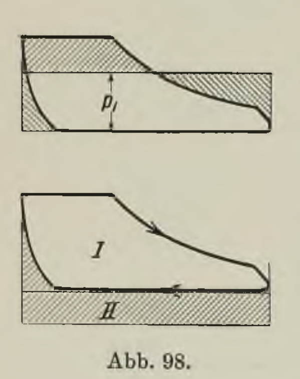
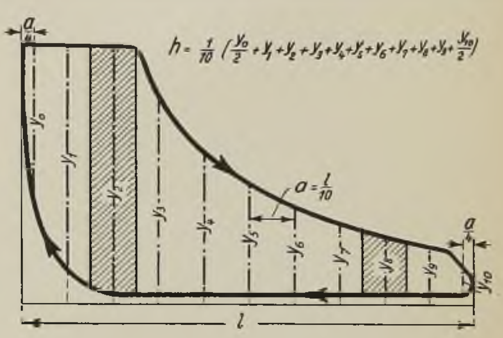


Abb. 98.



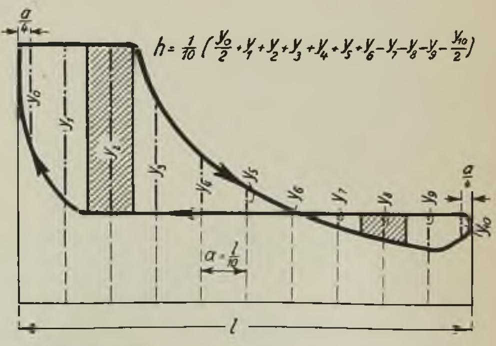


Abb. 99. Trapezregel, um die mittlere Diagrammhöhe h zu bestimmen.

Schleifen im Diagramm bedeuten negative Arbeit, die von positiver abzuziehen ist. Verwandelt man die Diagrammfläche in ein gleichlanges Rechteck, vgl. Abb. 98, so ist dessen Höhe die mittlere Diagrammhöhe und bedeutet den mittleren indizierten Kolbendruck p_i. Man findet die mittlere Diagrammhöhe entweder nach der Trapezregel oder mit Hilfe des Planimeters. Abb. 99 veranschaulicht die Trapezregel. Um ein Diagramm bequem zu teilen, bedient man sich des dem Indikator beigegebenen verstellbaren Rostes. Abb. 100 zeigt das von Amsler angegebene Polarplanimeter, das folgendermaßen gehandhabt wird: Man legt den Pol P fest und setzt den Fahrstift F an irgendeinem Punkte der Diagrammlinie kräftig ein, so daß dieser Anfangspunkt genau markiert wird. Nachdem man am Nonius N die Anfangsstellung des Meßrades R abgelesen hat, umfährt man das Diagramm mit dem Fahrstift, bis man zu dem markierten Ausgangspunkte zurückgekehrt ist, worauf man die Endstellung des Meßrades abliest. Aus dem Unterschiede zwischen Anfang- und Endstellung ist nach dem am Planimeter vermerkten Maßstabe die Diagrammfläche zu berechnen. Das Zählrad Z braucht man nur bei großen Flächen.

Die mittlere Diagrammhöhe erhält man aus der Division der Diagrammfläche durch die Diagrammlänge.

Teilt man die mittlere Diagrammhöhe durch den Federmaßstab, so erhält man p_i. Kennt man Hub und Kolbenfläche des Zylinders, sowie die Drehzahl der Maschine, so kann man die „indizierte Leistung" einer Dampfmaschine, Gasmaschine usw. oder den

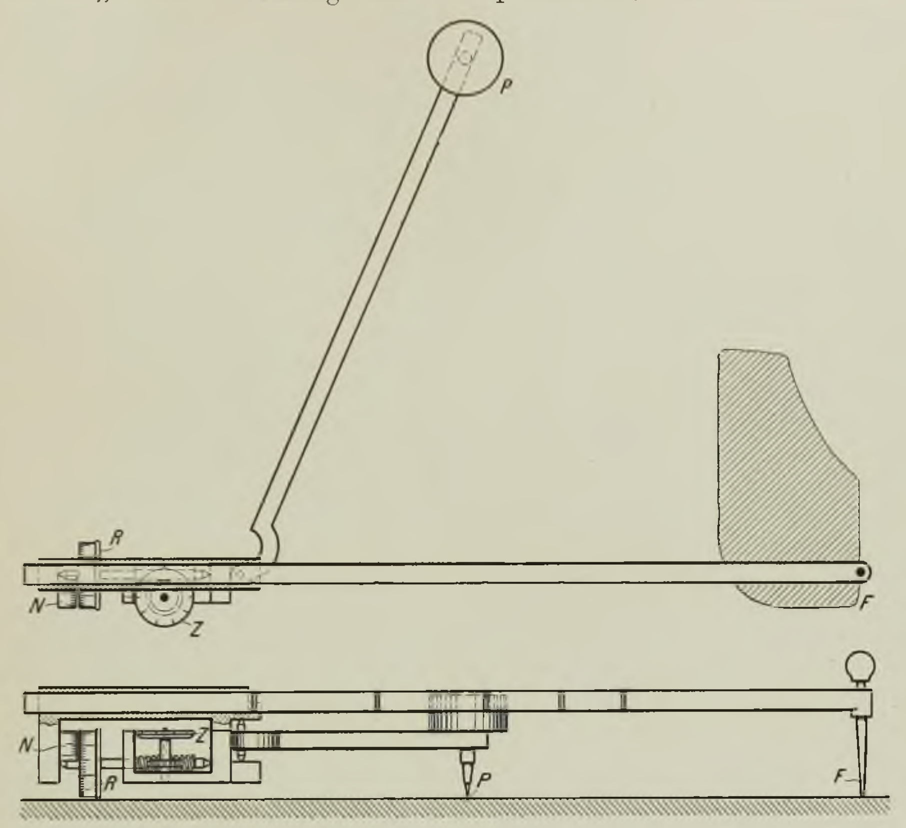


Abb. 100. Polarplanimeter.

„indizierten Kraftbedarf" einer Pumpe, eines Kompressors usw. errechnen. Diese Maschinen arbeiten mit Ausnahme der Viertaktverbrennungsmaschine im Zweitakt, d. h. das Arbeitspiel auf jeder Zylinderseite vollzieht sich innerhalb zweier Hübe oder einer Umdrehung.

Ist p_i der mittlere indizierte Druck in kg/cm²,
f die wirksame Kolbenfläche in cm² (also nach Abzug des Querschnittes der durchgehenden Kolbenstange, der bei Dampfmaschinen etwa 2 %, bei Großgasmaschinen etwa 5 % des Zylinderquerschnitts beträgt),
s der Kolbenhub in m,
n die minutliche Drehzahl,

so ist die indizierte Leistung bzw. der indizierte Kraftbedarf jeder Kolbenseite

a) bei Zweitaktwirkung $N_i = \frac{p_i \cdot f \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75}$ PS,

b) bei Viertaktwirkung $N_i = \frac{p_i \cdot f \cdot s \cdot n}{120 \cdot 75}$ PS.

Soll die Leistung in kW gerechnet werden, so ist durch 102 statt durch 75 zu teilen. Um die Leistung der ganzen Maschine zu berechnen, sind die Leistungen der einzelnen Zylinderseiten zu addieren. Vgl. die Beispiele in Ziffer 66.

66. Effektive Leistung. Effektiver Kraftbedarf. Mechanischer Wirkungsgrad. Änderung des Wirkungsgrades mit der Belastung der Maschine. Die an den Kolben einer Kraftmaschine vom Dampf oder beim Druckluftmotor von der Luft usw. übertragene Leistung ist an der Kurbelwelle nicht in voller Höhe abnehmbar, da am Kolben, in den Stopfbüchsen, in den Lagern usw. Reibungsverluste auftreten. Die „effektive Leistung“ oder die Nutzleistung N_e ist daher bei der Kraftmaschine kleiner als die indizierte Leistung N_i. Umgekehrt stellt bei einer Kolbenpumpe oder einem Kolbenkompressor die indizierte Leistung die Nutzleistung dar, und diese ist kleiner als die Antriebleistung oder der effektive Kraftbedarf N_e der Pumpe oder des Kompressors. Es ist

$\frac{N_e}{N_i} = \eta_m$ der mechanische Wirkungsgrad einer Kraftmaschine,

$\frac{N_i}{N_e} = \eta_m$ der mechanische Wirkungsgrad einer Pumpe oder eines Kompressors.

Wird eine Pumpe oder ein Kompressor unmittelbar von der Kolbenstange der Kraftmaschine angetrieben, so versteht man unter dem mechanischen Wirkungsgrade des Maschinensatzes das Verhältnis der indizierten Pumpenleistung zur indizierten Leistung der Kraftmaschine.

Solange die Arbeit je Kolbenhub dieselbe bleibt, ändert sich der mechanische Wirkungsgrad der Kolbenmaschine nicht. Ob z. B. ein von einer Dampfmaschine angetriebener Luftkompressor mit $n = 40$ oder mit $n = 80$ läuft, beeinflußt den mechanischen Wirkungsgrad nicht. Bei einer Maschine aber, die zwischen Leerlauf und voller Belastung ihre Drehzahl ungefähr beibehält, einer Dampfmaschine z. B., die eine Dynamo antreibt, wird der mechanische Wirkungsgrad um so niedriger, je schwächer die Maschine belastet wird. Beim Leerlauf ist der mechanische Wirkungsgrad = Null. Da erfahrungsgemäß bei voller Belastung die Reibungsverluste in der Maschine nur wenig größer sind als beim Leerlauf, so ist die Leerlaufleistung der maßgebende Anhalt für die Größe der Maschinenreibung.

Beispiele:

1. Eine einzylindrige Dampfmaschine von 600 mm Zyl.-Durchm. und 1100 mm Hub, deren durchgehende Kolbenstange vorn 90 mm, hinten 70 mm Durchm. hat, läuft mit $n = 120$, und es ist p_i vorn = 2,7 at, hinten = 2,6 at. Wieviel PS_i leistet die Maschine und wieviel PS_e bei $\eta_m = 92\,\%$? — Der wirksame Kolbenquerschnitt ist vorn 2764 cm², hinten 2789 cm². Die vordere Zylinderseite leistet $\frac{2764 \cdot 2{,}7 \cdot 1{,}1 \cdot 120}{60 \cdot 75} = 219\ PS_i$, die hintere Zylinderseite leistet $\frac{2789 \cdot 2{,}6 \cdot 1{,}1 \cdot 120}{60 \cdot 75} = 212{,}4\ PS_i$. Zusammen werden 431,4 PS_i oder $431{,}4 \cdot 0{,}92 = 397\ PS_e$ geleistet.

2. Es soll überschlagen werden, wieviel PS_e eine Zwillingsfördermaschine von 950 mm Zyl.-Durchm. und 1600 mm Hub bei $n = 50$ und $\eta_m = 90\%$ leistet, wenn auf allen 4 Zylinderseiten $p_i = 3$ at ist. — Indem man 2% für den Querschnitt der durchgehenden Kolbenstangen absetzt, wird der wirksame Kolbenquerschnitt = 6946 cm². Dann ist $N_i = 4 \cdot \frac{6946 \cdot 3 \cdot 1{,}6 \cdot 50}{60 \cdot 75} = 1476$ PS und $N_e = 0{,}9 \cdot 1476 = 1328$ PS.

3. Eine Großgasmaschine indiziere bei Leerlauf 400 PS und bei voller Belastung 2600 PS. Wieviel PS_e leistet die Maschine bei voller Belastung, und wie groß ist η_m bei voller, ¾, ½ und ¼ Last, wenn die Reibung in der Maschine dieselbe bleibt wie beim Leerlauf? — Die Gasmaschine leistet 2600 — 400 = 2200 PS_e. Bei voller Last ist $\eta_m = \frac{2200}{2600} = 84{,}7\,\%$, bei ¾ Last ist $\eta_m = \frac{1650}{1650 + 400} = 80{,}5\,\%$, bei ½ Last ist $\eta_m = \frac{1100}{1100 + 400} = 73{,}3\,\%$ und bei ¼ Last ist $\eta_m = \frac{550}{550 + 400} = 57{,}9\,\%$.

4. Eine doppeltwirkende Pumpe von 80 mm Plungerdurchmesser und 600 mm Hub erzeugt Preßwasser von 300 at Druck. Wieviel kW beträgt der Kraftbedarf der Pumpe, die 92% mechanischen Wirkungsgrad hat, bei $n = 90$, und wieviel kW nimmt der Elektromotor auf, wenn er einschließlich des zwischengeschalteten Rädergetriebes 85% Wirkungsgrad hat? — Der Kraftbedarf der Pumpe ist $= \frac{N_i}{\eta_m} = 2 \cdot \frac{300 \cdot 50 \cdot 0{,}6 \cdot 90}{0{,}92 \cdot 60 \cdot 102} = 300$ kW und der Motor nimmt $\frac{300}{0{,}85} = 353$ kW auf.

5. Eine Dampfwasserhaltung hebt minutlich 6 m^3 auf 600 m. Die antreibende Dampfmaschine indiziert 890 PS. Wie groß ist der Gesamtwirkungsgrad der Wasserhaltungsanlage, d. h. das Verhältnis der in gehobenem Wasser gemessenen Leistung der Anlage zur indizierten Leistung der Dampfmaschine? — Wenn das Wasser das spezifische Gewicht $\gamma = 1$ hat, sind 6 m^3/min = 100 kg/s. Die Nutzleistung der Anlage, gemessen in gehobenem Wasser, ist $= \frac{100 \cdot 600}{75} = 800$ PS; mithin ist der Gesamtwirkungsgrad $= \frac{800}{890} = 89{,}9\,\%$.

67. Der Kurbeltrieb. Das Schwungrad. Um durch den hin- und hergehenden Kolben einer Kraftmaschine eine Welle zu drehen oder umgekehrt von einer z. B. mittels Elektromotors gedrehten Welle den Kolben einer Pumpe oder eines Kompressors zu bewegen, ist der Kurbeltrieb das einfachste und beste Mittel. Durch den Kurbeltrieb wird der Kolbenhub genau begrenzt und der Kolben wird erst beschleunigt, dann verzögert, während die Kurbelwelle gleichförmig umläuft. Läuft der Kurbelzapfen mit der Geschwindigkeit v, so ist die Kolbengeschwindigkeit (bei unendlich langer Pleuelstange) $= v \cdot \sin \alpha$, worin α der Winkel ist, den die Kurbel mit der Kolbenbahn bildet. Schlägt man einen Halbkreis, dessen Radius gleich der Geschwindigkeit v des Kurbelzapfens ist, Abb. 101,

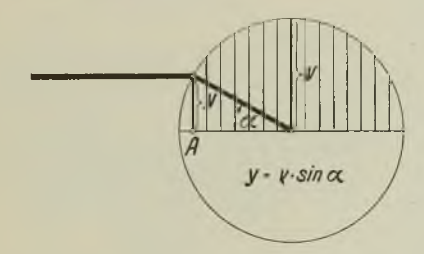


Abb. 101. Zusammenhang zwischen Kurbelzapfen und Kolbengeschwindigkeit.

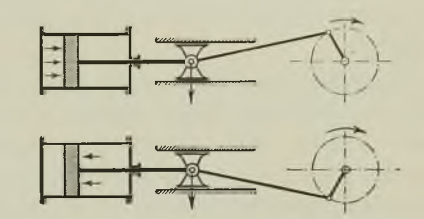


Abb. 102. Rechtslaufende Dampfmaschine.

so ist $y = v \cdot \sin \alpha$ die Kolbengeschwindigkeit bei dem jeweiligen Kurbelwinkel α oder der jeweiligen Kolbenstellung A. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit c ist $= \frac{v}{1{,}57}$. Die Drehkraft, die der Kolben auf die Kurbel ausübt, ist ungefähr in der Hubmitte am größten, im Hubwechsel, in der „Totlage" der Kurbel = Null. Eine einkurblige Kraftmaschine braucht daher ein Schwungrad, um über den toten Punkt hinwegzukommen.

Für eine Kraftmaschine, die nur in einem Sinne umlaufen soll, wählt man gemäß Abb. 102 den Umlaufsinn so, daß der Kreuzkopfdruck nach unten gerichtet ist, und spricht dann von Rechtslauf. Handelt es sich umgekehrt darum, einen Pumpenkolben von der Kurbelwelle anzutreiben, dann muß die Maschine im entgegengesetzten Sinne umlaufen, damit der Kreuzkopfdruck nach unten gerichtet ist.

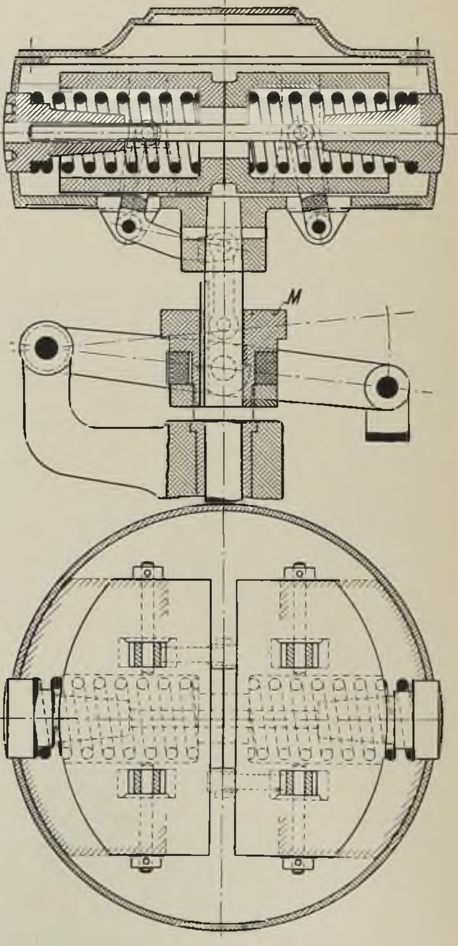
Es war oben gesagt, daß das Schwungrad bei einer einkurbligen Maschine die Maschine über den toten Punkt zu bringen habe. Abgesehen davon hat das Schwungrad überhaupt die Aufgabe, die Ungleichförmigkeit der Drehung auf ein zulässiges Maß herabzusetzen. Bei einer einzylindrigen doppeltwirkenden Dampfmaschine z. B. wiederholt sich bei jedem Hube folgender Vorgang: Im ersten Teile überträgt der noch mit voller Spannung wirkende Dampf durch den Kolben mehr Arbeit an die Kurbelwelle, als von dieser abgenommen wird, während im zweiten Teile des Hubes der entspannte Dampf weniger Arbeit verrichtet als abgenommen wird. Den Ausgleich bewirkt das Schwungrad, das zuerst durch die überschüssige Kraftzufuhr beschleunigt wird und dann, die aufgenommene Arbeit wieder abgebend, in der Geschwindigkeit zurückfällt. Bei Maschinen mit mehreren gegeneinander versetzen Kurbeln braucht man ein kleineres Schwungrad als bei einer einkurbligen Maschine.

VIII. Die Reglung der Kraftmaschinen.

68. Einführung. Es überwiegt die Aufgabe, die Drehzahl der Kraftmaschine annähernd gleich zu halten. In diesem Abschnitt ist nur diese Regelung auf gleichbleibende Drehzahl besprochen, während Reglungen besonderer Art, z. B. die Reglung der Luftkompressoren auf gleichbleibenden Druck oder die Reglung von Fördermaschinen, bei den genannten Maschinen behandelt werden. Ferner sind im folgenden nur Fliehkraftregler besprochen, während die nur ausnahmsweise angewendete Durchflußreglung bei den Fahrtreglern der Fördermaschinen dargestellt ist. Fliehkraftregler werden als Muffenregler und als Achsenregler ausgeführt. Hier sind immer Muffenregler zugrunde gelegt, während Achsenregler bei den Dampfmaschinensteuerungen besprochen werden.

Jede Reglung vollzieht sich entweder statisch (stetig) oder astatisch (unstet). Die Geschwindigkeitsreglung wird fast immer statisch ausgeführt, derart, daß bei ansteigender Geschwindigkeit die Kraftzufuhr zur Maschine stetig verkleinert wird, so daß zur niedrigsten Muffenlage kleinste Drehzahl und größte Maschinenkraft, zur höchsten Muffenlage größte Drehzahl und kleinste Maschinenkraft gehört.

69. Bauarten der Fliehkraftregler. Abb. 103 zeigt den ältesten von Watt stammenden Fliehkraftregler. Weil beim Wattschen Regler der Unterschied zwischen der höchsten und niedrigsten Drehzahl groß ist, wurde auf die Muffe eine Belastungshülse gesetzt (Porter), ferner wurden die Stangen gekreuzt (Kley) und andere Änderungen vorgenommen. In der neueren Zeit werden an Stelle der reinen Gewichtregler überwiegend



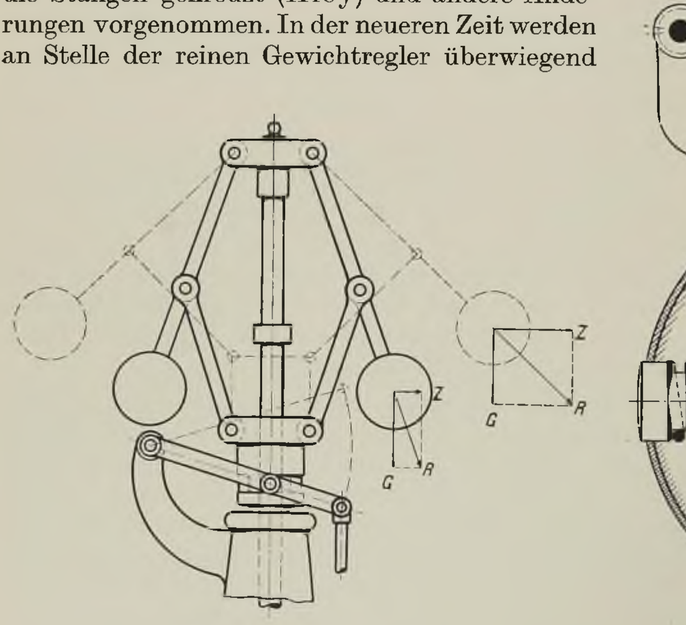


Abb. 103. Gewichtregler (Watt).

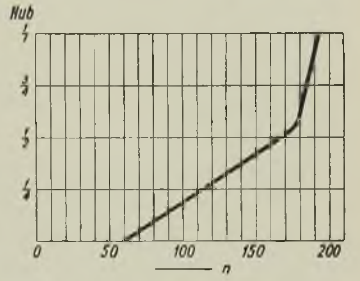
Abb. 104. Federregler.

Federregler gebaut. Abb. 104 zeigt als Beispiel einen Regler der Fa. Hartung, Kuhn & Cie., Düsseldorf. Die infolge der Fliehkraft auseinanderstrebenden Schwungmassen beginnen auszuschlagen, wenn die Fliehkraft die Kraft der Belastungsfedern überwiegt. Damit der Regler statisch ist, muß die Kraft der Belastungsfedern so zunehmen, daß die Schwungmassen zu ihrem weiteren Ausschlage immer höhere Drehzahlen brauchen. Mit den Schwungmassen ist die Reglermuffe verbunden, so daß sie steigt, wenn die Schwung-

massen ausschlagen. Die Bewegung der Reglermuffe wird mit Hilfe eines Gleitringes auf den Reglerhebel übertragen, der die Steuerung verstellt, so daß bei zunehmender Drehzahl die Kraftzufuhr von Höchst auf Null herabgemindert wird.

70. Die Hubdrehzahllinie der Regler. Stabilitätsgrad. Unempfindlichkeit. Ungleichförmigkeit. Der Charakter des Reglers, d. h. wie sich der Muffenhub mit der Drehzahl ändert, ergibt sich aus der Hubdrehzahllinie. Abb. 105 zeigt die Hubdrehzahllinien für drei kennzeichnende Fälle. Die obere Linie gilt für Reglung auf annähernd gleichbleibende Drehzahl, wobei der Regler schwach statisch sein soll. Der Regler spielt zwischen $n = 195$ und $n = 205$, und der Unterschied zwischen n_{max} und n_{min} ist $\frac{10}{200}$ oder 5% der mittleren Drehzahl. Die untere Linie gilt für stark statische Reglung, wie man sie bei Fördermaschinen braucht, um von kleinster bis zu größter Geschwindigkeit zu regeln[1]. Die mittlere gebrochene Linie findet man bei Leistungsreglern für Kolbenkompressoren und Pumpen. Im ersten Hubteile ist der Regler stark statisch, um die Drehzahl und damit die Förderleistung des Kompressors innerhalb weiter Grenzen einstellen zu können. Im zweiten Hubteile, dem sogenannten Sicherheitshube, ist der Regler schwach statisch, damit er im Falle der Not, z. B. beim Bruche der Druckleitung, unter geringer Steigerung der Drehzahl die Kraftzufuhr ganz abstellt. Für einen astatischen Regler wäre die Hubdrehzahllinie eine Senkrechte; die Muffe würde nicht stetig verstellt werden, sondern aus der einen in die andere Endlage springen. Rein astatische Regler sind unbrauchbar; man kann sich wohl der Astasie stark nähern und spricht dann von pseudo-astatischer Reglung.





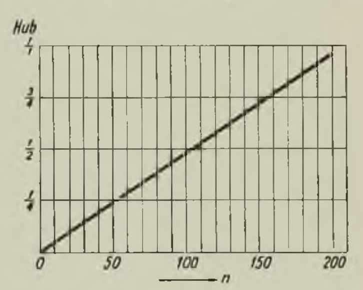


Abb. 105. Hubdrehzahllinien verschiedener Art.

Inwieweit ein Regler statisch ist, läßt der Stabilitätsgrad erkennen. In dem in Abb. 106 dargestellten Beispiel stellt die stark ausgezogene Linie den Idealfall dar, in dem die Reglung ohne Reibung verläuft. Der Regler wirkt zwischen $n_u = 180$ und $n_o = 220$. Dafür ist der Stabilitätsgrad

$$\sigma = \frac{n_o - n_u}{n_{mittel}} = \frac{220 - 180}{200} = 20\,\%.$$

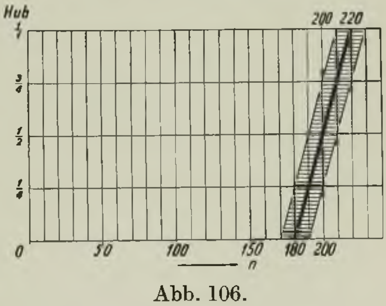


Abb. 106.

Ist der Stabilitätsgrad groß, so ist der Regler stark statisch, für den Stabilitätsgrad Null besteht Astasie, während ein negativer Stabilitätsgrad einen unbrauchbaren, labilen Regler kennzeichnet, dessen Ausschlag mit abnehmender Drehzahl zunimmt.

Die tatsächliche Reglung ist von der ideellen unterschieden. Sie besitzt eine gewisse Unempfindlichkeit, weil die eigene Reibung des Reglers und die Widerstände bei der Verstellung der Steuerung zu überwinden sind. Infolgedessen wird der Regler, der auf einem Punkte der idealen Hubdrehzahllinie arbeitet, nicht sofort ausschlagen, wenn die Drehzahl steigt oder fällt. In unserem Beispiel ist angenommen, daß die Drehzahl um 10 steigen oder fallen, d. h. sich um $\pm$ 5% ändern muß, ehe die Reglermuffe beginnt sich zu heben oder zu senken. Die Reglung wirkt also nicht auf der idealen Hub-

[1] Vgl. Ziffer 161.

drehzahllinie, sondern in der schraffierten Zone. Es ist der Unempfindlichkeitsgrad

$$\varepsilon = \frac{10 + 10}{200} = 10\%.$$

Infolge der Unempfindlichkeit ergibt sich im Zusammenhang mit der Stabilität eine gewisse Ungleichförmigkeit der Reglung. In der schraffierten Zone arbeitet der Regler nicht zwischen $n_u = 180$ und $n_o = 220$, sondern in dem größeren Bereich zwischen $n_{\min} = 170$ und $n_{\max} = 230$. Daher ist der Ungleichförmigkeitsgrad

$$\delta = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{\text{mittel}}} = \frac{230 - 170}{200} = 30\%.$$

Der Ungleichförmigkeitsgrad ist gleich der Summe von Stabilitäts- und Unempfindlichkeitsgrad. Von dem Ungleichförmigkeitsgrad hängt die Reglungsfähigkeit eines Reglers ab.

Die im Beispiel gewählten Zahlen für δ und ε sind verhältnismäßig hoch. Bei Dampfturbinenreglungen wählt man $\delta = 4$ bis 5% und sucht ε möglichst klein, unter ½% zu halten.

71. Muffendruck und Verstellkraft. Arbeitsvermögen und Verstellvermögen. Die Kraft, die nötig ist, beim nicht umlaufenden Regler die Muffe hochzuhalten, heißt Muffendruck des Reglers. Bei den meisten Reglern nimmt der Muffendruck, wenn die Muffe in eine höhere Lage geht, zu; man legt dann den mittleren Muffendruck zugrunde. Wenn der Regler umläuft und die Schwungmassen ausschlagen, hält die Fliehkraft der Schwungmassen dem Muffendruck das Gleichgewicht. Man spürt aber die Verstellkraft des Reglers, wenn man die Muffe festhält und die Drehzahl über die zur Muffenlage gehörige Drehzahl steigert oder sie unter diese herabsetzt. Weil sich die Fliehkraft mit dem Quadrate der Geschwindigkeit ändert, so entsteht für je 1% Änderung der Drehzahl nach oben oder unten an der festgehaltenen Muffe eine Verstellkraft P, die $\approx 2\%$ des Muffendruckes ist. (Vgl. nebenstehende Zahlentafel 16). Ein Unempfindlichkeitsgrad $\varepsilon = 2\%$ bedeutet aber ebenfalls, daß sich die Drehzahl um $\pm 1\%$ ändern muß, damit die Muffe im einen oder anderen Sinne ausschlägt. Es besteht also folgender Zusammenhang zwischen dem Muffendruck E, der Verstellkraft P und dem Unempfindlichkeitsgrad ε:

Zahlentafel 16.

n	n^2
97	9409
98	9604
99	9801
100	10000
101	10201
102	10404
103	10609

$$P = \varepsilon E.$$

Je größere Unempfindlichkeit man zuläßt, um so größere Verstellkraft äußert der Regler. In den Listen der Reglerfirmen wird eine Drehzahländerung von $\pm 2\%$, d. h. ein Unempfindlichkeitsgrad von 4% zugrunde gelegt; die angegebene Verstellkraft ist also $\frac{1}{25}$ des mittleren Muffendruckes.

Das Arbeitvermögen und das Verstellvermögen des Reglers stehen im selben Verhältnis wie der Muffendruck und die Verstellkraft.

Arbeitvermögen = Muffendruck × Hub,
Verstellvermögen = Verstellkraft × Hub.

Das Arbeitvermögen oder das Verstellvermögen, das in mmkg angegeben wird, ist ein Maß der Stärke des Reglers. Wünscht man, was meist der Fall ist, einen kleineren Unempfindlichkeitsgrad als den in den Listen der Reglerfirmen für die Berechnung des Verstellvermögens zugrunde gelegten von 4%, so muß man einen entsprechend stärkeren Regler wählen.

72. Indirekt wirkende Regler. Wo es darauf ankommt, sehr große Verstellkräfte auszuüben oder sehr empfindlich zu regeln, wählt man indirekte Reglung. Bei der indirekten Reglung wird dem Fliehkraftregler ein Hilfszylinder vorgespannt, der zweckmäßig mit Drucköl betrieben wird. Abb. 107 zeigt ein Beispiel. Der Fliehkraftregler a

hat nunmehr nur den Schieber *b* des Hilfszylinders *c* zu verstellen. Dessen Kolben *d*, der sich entsprechend bewegt wie die Reglermuffe, verstellt dann die Steuerung der Kraftmaschine, z. B. das Drosselventil *e* einer Dampfturbine, so daß mehr oder weniger Dampf zuströmt. Der Reglerhebel ist an einem Ende (A) mit der Reglermuffe verbunden, mit dem andern (C) ist er an der Kolbenstange des Hilfszylinders angelenkt; vom Punkte B aus wird der Schieber *b* bewegt. Bei direkter Wirkung hätte der Reglerhebel im Punkte B seinen festen Drehpunkt. Auch bei indirekter Wirkung stellt B den Drehpunkt des Reglerhebels dar. Der Punkt B schlägt zwar nebst dem mit ihm verbundenen Schieber *b* während des Reglungsvorganges ein wenig nach oben und nach unten aus, wird aber immer wieder in die Mittellage zurückgeführt. Eben dazu ist das Ende C des Reglerhebels an die Kolbenstange des Hilfszylinders angelenkt. Man verfolge einen Reglungsvorgang: Bei steigender Drehzahl steigt die Reglermuffe und zieht den Steuerschieber *b* aus seiner Mittellage nach oben. Infolgedessen empfängt die obere Seite des Hilfszylinders Drucköl und der Hilfskolben wird nach unten getrieben, jedoch nur so weit, bis der vom Hilfskolben mitgenommene Steuerschieber *b* wieder in seine Mittellage zurückgeführt ist und die Stellung des Hilfskolbens wieder der Stellung der Reglermuffe entspricht[1].

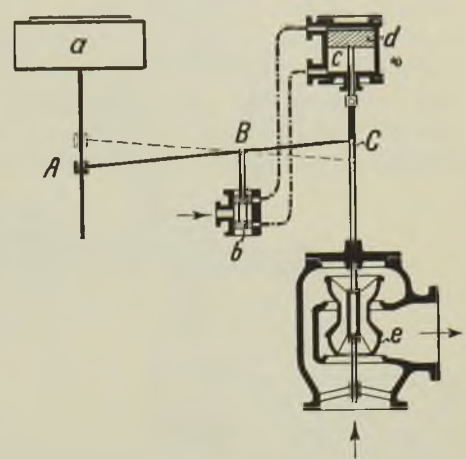


Abb. 107. Indirekte Reglung.

73. Einstellbarkeit der Reglung auf veränderliche Umlaufzahl. Häufig liegt das Bedürfnis vor, die Drehzahl einer Kraftmaschine höher oder niedriger einzustellen, z. B. bei den Antriebsmaschinen von Pumpen, Kompressoren, Ventilatoren oder von Drehstromdynamos. Für diese Aufgabe hat man zwei Lösungen. Entweder wird die Reglermuffe zusätzlich mehr oder weniger belastet, wobei der ganze Muffenhub für die Verstellung der Steuerung von voller Kraft auf Null verfügbar ist, oder man trifft die Anordnung so, daß der Regler von vornherein zwischen der gewünschten niedrigsten und höchsten Umlaufzahl, z. B. zwischen $n = 150$ und $n = 200$ spielt, dabei aber die Steuerung von voller Kraft auf Null mit einem Bruchteil des Muffenhubes verstellt. Indem man das Verbindungsglied zwischen Reglerhebel und Steuerung verlängert oder verkürzt, kann man den Regler im einen oder anderen Teile seines Reglungsbereiches wirken lassen.

Die Abb. 108 und 109 veranschaulichen, wie man entweder durch ein auf dem Reglerhebel verschiebbares Laufgewicht oder durch eine sogenannte Federwaage die Muffe zusätzlich mehr oder weniger belastet. Je stärker man die Muffe belastet, um so höhere Drehzahl stellt man ein; denn um so schneller muß der Regler laufen, damit die Fliehkraft der Schwungmassen dem vergrößerten Muffendruck das Gleichgewicht hält. Schiebt man also das Laufgewicht *a* nach rechts oder spannt man die Feder *b* stärker, steigt die Drehzahl der Kraftmaschine. Dem Vorteil dieser Anordnung, daß der ganze Muffenhub für die Verstellung der Steuerung ausgenützt wird, steht der Nachteil gegenüber, daß an der Reglermuffe, sofern sie nicht auf Kugeln läuft, starke Reibung auftritt und die Empfindlichkeit des Reglers wegen der erhöhten Reibung der Muffe am Laufkeile leidet.

Abb. 110 veranschaulicht an einem Zahlenbeispiele die zu zweit genannte Anordnung, bei der die Reglung ohne zusätzliche Muffenbelastung auf veränderliche Drehzahl ein-

---

[1] Vgl. das in Ziffer 153 über die Dampfsteuerung der Fördermaschine Gesagte. Anstatt daß der Fördermaschinist mit seinem Steuerhebel die Fördermaschinensteuerung unmittelbar verstellt, verstellt er nur den Schieber eines Hilfszylinders. Durch die „Rückführung“ des Steuerschiebers wird erreicht, daß die Steuerung der Fördermaschine dem Steuerhebel so folgt, als würde sie direkt von ihm bewegt.

stellbar ist. Zur untersten Muffenlage gehört $n = 370$, zur obersten $n = 430$. Um den mit der Steuerung der Kraftmaschine verbundenen Hebel a aus seiner Lage A (größte Kraft) auf kleinste Kraft umzulegen, werde nur der dritte Teil des Muffenhubes ge-

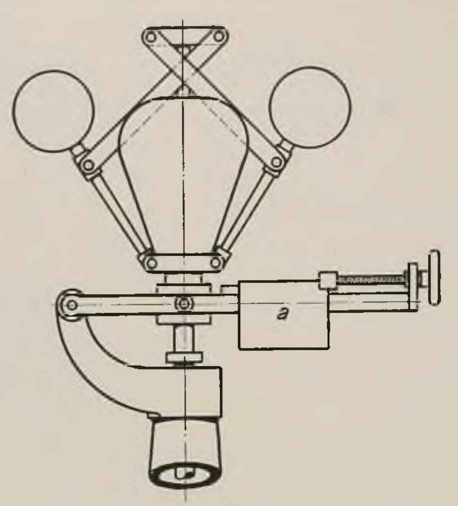


Abb. 108. Regler, dessen Drehzahl durch Verschieben eines Laufgewichtes verändert wird.

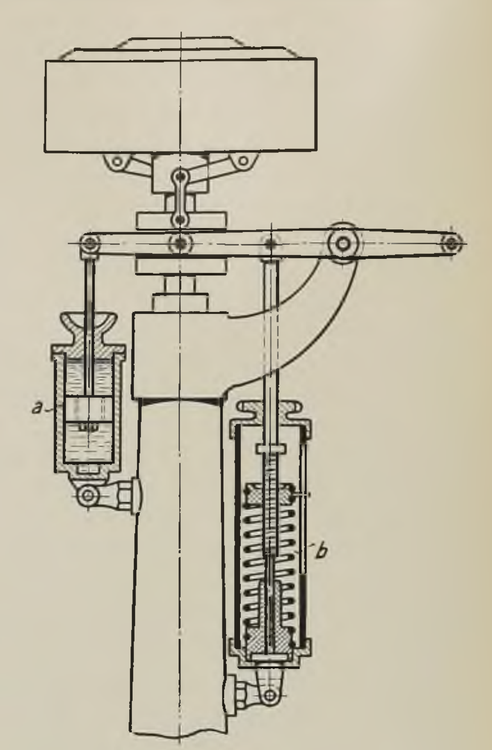


Abb. 109. Regler mit Federwaage und Ölkatarakt.

braucht. Wenn die Verbindung zwischen Reglerhebel b und Steuerungshebel a die gezeichnete Länge IA hat, wirkt also der Regler zwischen I und II oder zwischen $n = 370$ und $n = 390$, d. h. mit ungefähr 5% Ungleichförmigkeitsgrad. Verlängert man die Verbindung zwischen a und b durch Drehen am Handrade (rechtes und linkes Gewinde!), daß sie $= II\,A$ wird, so wirkt der Regler zwischen $n = 390$ und 410, macht man sie $= III\,A$, so wirkt der Regler zwischen $n = 410$ und $n = 430$. Weil in unserem Beispiel nur der dritte Teil des Hubes für die Verstellung der Steuerung ausgenützt ist, muß der Regler selbstverständlich dreimal stärker sein, als wenn man nach dem zuerst betrachteten Verfahren regeln würde. Ferner ist klar, daß man bei einer Reglung nach Abb. 110 nicht mehr an der Muffenlage erkennen kann, ob die Maschine stark oder schwach belastet ist, wohl aber an der Lage des die Steuerung verstellenden Hebels a.

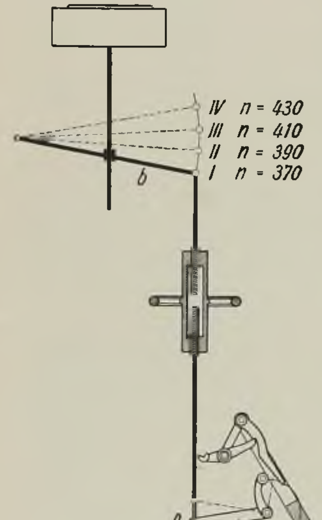


Abb. 110. Reglung mit veränderlicher Drehzahl.

Anordnungen der beschriebenen Art findet man bei Reglern für die Antriebmaschinen von Drehstrommaschinen.

74. Leistungsregler. Leistungsregler werden bei den Antriebmaschinen von Kolbenpumpen und -kompressoren sowie von Ventilatoren angewendet, um deren Förderleistung verschieden groß einzustellen, indem man den Regler der Antriebmaschine auf verschieden große Drehzahl einstellt. Es handelt sich im Grunde um dieselbe Reglungsaufgabe, die im vorigen Abschnitt betrachtet ist.

Weit verbreitet ist der Leistungsregler von Stumpf, Abb. 111, dessen Wirkung durch Abb. 112 veranschaulicht ist. Dadurch, daß man die Verbindung zwischen dem Reglerhebel und dem die Steuerung der Dampfmaschine verstellenden Hebel mittels des Hand-

rades verlängert oder verkürzt, stellt man verschiedene Drehzahlen ein, wie es im vorhergehenden Abschnitte dargelegt war. Die eingestellte Drehzahl wird aber meist nur unter großen Schwankungen gehalten. Zwar, wenn die antreibende Dampfmaschine Dampf von gleichbleibendem Drucke empfängt, und die Pumpe oder der Kompressor gegen gleichbleibenden Druck zu fördern hat, braucht die Dampfmaschine immer dieselbe Füllung. Trifft aber hoher Dampfdruck mit niedrigem Pumpen- oder Kompressordruck zusammen, so muß die Füllung erheblich kleiner sein als normal; treffen umgekehrt niedriger Dampfdruck und hoher Pumpen- oder Kompressordruck zusammen, so muß die Füllung erheblich größer sein als normal. Die in Abb. 112 verzeichneten Dampfdiagramme veranschaulichen, in welchem Maße etwa praktisch die einzustellende Füllung

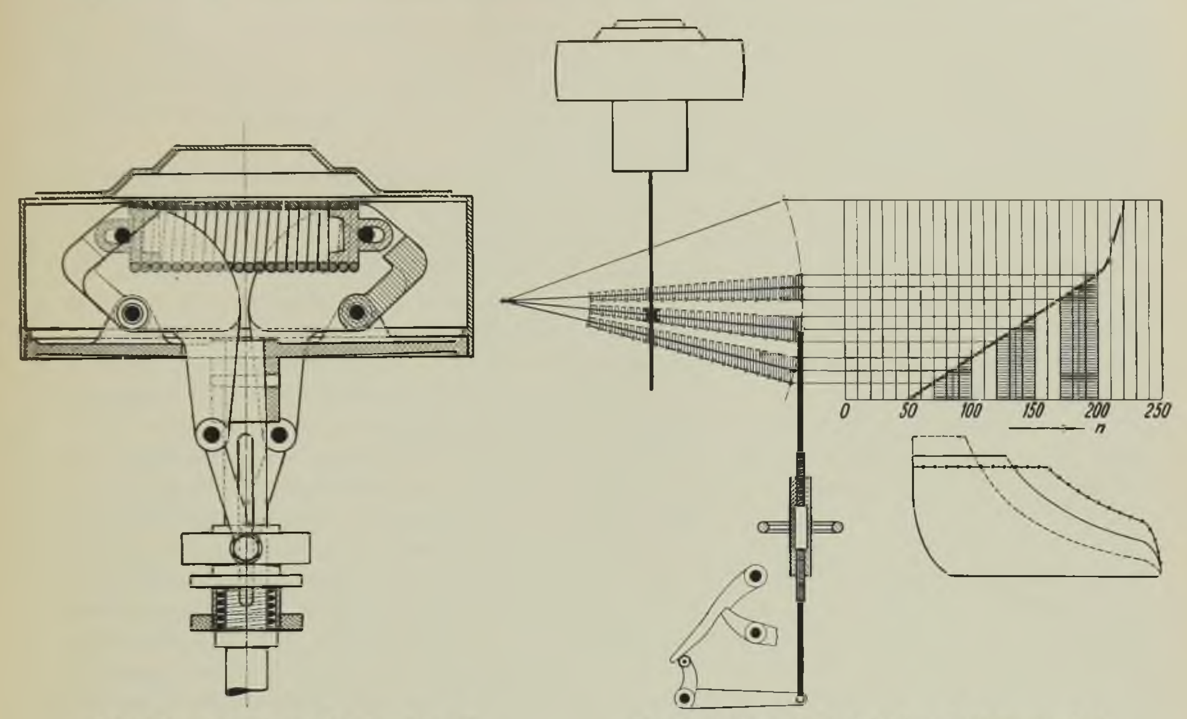


Abb. 111. Leistungsregler von Stumpf.

Abb. 112. Wirkungsweise eines Leistungsreglers.

der Dampfmaschine schwankt. Braucht nun der Regler, um diese Füllungsänderung einzustellen, den im Bilde schraffiert angedeuteten Hubteil, so ergibt sich aus der Übertragung auf die Hubdrehzahllinie die entsprechende Schwankung der eingestellten Drehzahl. Damit im Notfalle, z. B. bei einem Bruche der Druckleitung der Pumpe oder des Kompressors, die Dampfzufuhr bei mäßiger Erhöhung der Drehzahl abgestellt wird, schließt sich an den unteren stark statischen Hub der nahezu astatische Sicherheitshub. Der Sicherheitshub kann auch statisch sein, wenn der Leistungsregler so stark ist, daß er mit einem kleinen Bruchteile des Muffenhubes die Steuerung von Voll auf Null verstellt. Zugleich hält ein solcher starker Regler die eingestellte Drehzahl annähernd gleichmäßig.

Anstatt den Leistungsregler von Hand auf verschiedene Drehzahlen einzustellen, kann man dies bei einem Luftkompressor einem Kolben übertragen, der unter dem Druck der erzeugten Druckluft steht. Vgl. Ziffer 201.

IX. Die Dampfmaschinen.

75. Überblick. Unter Dampfmaschinen sind Kolbendampfmaschinen verstanden im Gegensatz zu Dampfturbinen. Durch die Einführung der elektrischen Kraftübertragung und die Verwendung von Dampfturbinen zum Antriebe der großen Stromerzeuger hat die Dampfmaschine viel von ihrer früheren überragenden Bedeutung verloren. Sie herrscht als Lokomotivmaschine, Fördermaschine, Schiffsmaschine. Die konstruktive Entwicklung der Dampfmaschine ist seit Jahrzehnten abgeschlossen. Auf dem Gebiete der Dampfmaschinensteuerungen ist eine außerordentliche Arbeit geleistet worden, die heute zum Teil vergessen ist. Man denke an die sehr sinnreichen Steuerungen der Gestängewasserhaltungen. Kleine Dampfmaschinen sind im Bergwerksbetrieb selten geworden, aber ihre grundlegenden Steuerungen findet man in den Druckluftmotoren wieder, die unter Tage verwendet werden. Für Dynamoantrieb sind Dampfmaschinen bis zu 6000 PS gebaut worden; Kehrwalzenzugmaschinen sind bis zu 20000 PS, Fördermaschinen bis 3000 PS und mehr ausgeführt worden.

76. Das Diagramm der Dampfmaschine. Über die Bedeutung der Diagramme von Kolbendampfmaschinen vgl. Ziffer 64. Abb. 113 zeigt ein Dampfdiagramm. Es folgen aufeinander: Füllung (Einströmung), Expansion, Ausströmung, Kompression. Damit der Dampf zu Beginn des Hubes mit vollem Drucke wirkt, öffnet man den Einlaß vor dem Hubwechsel: Voreinströmung (*VE*). Damit der ausströmende Dampf mit geringem Gegendruck hinausgeschoben wird, öffnet man den Auslaß ebenfalls vor dem Hubwechsel: Vorausströmung (*VA*). Im betrachteten Diagramm beträgt die Füllung 25%, d. h. nachdem der Kolben 25% des Hubes zurückgelegt hat, wird die Einströmung abgesperrt, worauf die Expansion (*Exp*) beginnt. 8% vor dem Hubende wird der Auspuff geöffnet, d. h. man hat 8% Vorausströmung. Der rückgehende Kolben treibt den Dampf hinaus; doch wird 20% vor Hubende der Auspuff geschlossen, so daß der eingeschlossene Dampf komprimiert wird. Man hat also 20% Kompression (*Ko*). Etwa 1% vor Hubwechsel wird schließlich der Zylinder wieder für den Frischdampf geöffnet, d. h. man hat 1% Voreinströmung. Die Expansionslinie sowohl wie die Kompressionslinie ist als gleichseitige Hyperbel gezeichnet. Für gesättigten Wasserdampf trifft das ungefähr zu, während diese Linien bei überhitztem Dampf steiler verlaufen (vgl. darüber Ziffer 11). Ein Zusammenhang mit dem Mariotteschen Gesetze, das für Dämpfe nicht anwendbar ist, besteht selbstverständlich nicht. Bei der Konstruktion und bei der Prüfung der Expansionslinie und der Kompressionslinie ist der schädliche Raum[1] des Dampfzylinders zu berücksichtigen,

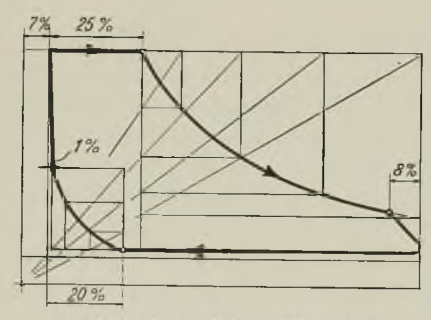


Abb. 113. Auspuffdampfdiagramm.

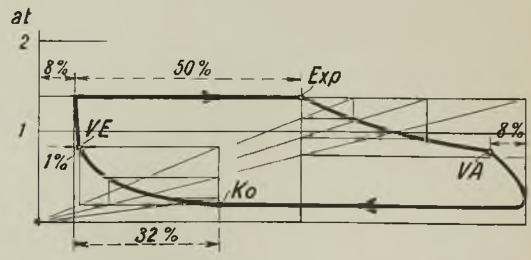


Abb. 114. Kondensationsdampfdiagramm.

dessen Inhalt mitarbeitet. Um die Hyperbeln zu zeichnen, rechnet man entweder einzelne Punkte oder wendet die in der Abb. 113 dargestellte Konstruktion an[2]. Während Abb. 113 das Diagramm einer Auspuffmaschine ist, ist Abb. 114 das Diagramm eines Niederdruckzylinders mit Kondensation. Weil bei der Kondensationsmaschine niedrig gespannter

[1] Vgl. Ziffer 63.

[2] Bei der von Dipl.-Ing. C. Herbst im „Bohrhammer" 1924, S. 263 angegebenen Hyperbelkonstruktion sind Punkt- und Umhüllungskonstruktion vereinigt, wodurch die Hyperbel bequemer zeichenbar ist.

Dampf komprimiert wird, so läßt man die Kompression früh beginnen, um ausreichende Kompression zu erhalten. Der Konstrukteur zeichnet das Diagramm, um die Gestaltung und Wirkung der Steuerung sowie die zu erwartende Leistung der Maschine beurteilen zu können. Der im Betriebe befindlichen Dampfmaschine wird das Diagramm mit Hilfe des Indikators (vgl. Ziffer 64) entnommen, um ihre Arbeitsweise zu prüfen und ihre indizierte Leistung zu bestimmen (vgl. Ziffer 65).

77. Drosselreglung. Füllungsreglung. Soll die Maschine mehr leisten, braucht sie mehr Dampf; sinkt ihre Belastung, so ist die Dampfzufuhr zu vermindern. Bei der Drosselreglung, Abb. 115, wird in die Steuerung nicht eingegriffen, so daß die Dampfverteilung, insbesondere die Füllung ungeändert bleibt. Bei abnehmender Belastung wird aber der Dampfdruck durch Drosseln herabgesetzt, so daß die Maschine dünneren Dampf empfängt und trotz gleichbleibender Füllung weniger Dampf braucht. Die Drosselreglung ist einfach, aber unwirtschaftlich, weil die Expansionsfähigkeit des Dampfes nicht ausgenützt wird, und der volle Dampfdruck nur bei höchster Leistung angewendet wird. An Hand des *is*-Diagramms (vgl. Ziffer 13) kann man bequem beurteilen, was im einzelnen Falle das Drosseln wirtschaftlich bedeutet. Ohne weiteres erkennt man, daß Drosseln beim Auspuffbetrieb ungünstiger ist als beim Kondensationsbetrieb.

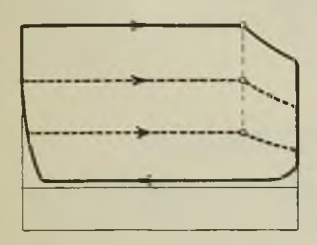


Abb. 115. Drosselreglung.

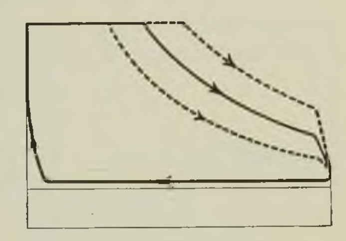


Abb. 116. Füllungsreglung.

Im Gegensatz zur Drosselreglung wird bei der Füllungsreglung in die Steuerung eingegriffen. Je kleiner die Belastung der Dampfmaschine wird, um so kleinere Füllung wird eingestellt, um so besser wird die Expansionsfähigkeit des Dampfes ausgenutzt. Bei der Füllungsreglung ist zwar die Steuerung nicht so einfach wie bei der Drosselreglung, aber die Maschine arbeitet wirtschaftlicher. Man bemißt die Maschine so, daß sie bei normaler Leistung mäßige Füllung hat und den Dampf gut ausnützt. Dann ist sie imstande, eine beträchtliche Überlastung zu ertragen, indem die Füllung vergrößert wird, ohne daß die Kräfte im Triebwerk zunehmen. Denselben Unterschied: Drosselreglung und Füllungsreglung werden wir bei der Dampfturbine und den Druckluftmotoren wiederfinden. Bei den Verbunddampfmaschinen wird nur die Füllung des Hochdruckzylinders geregelt; nur in besonderen Fällen, wie bei den Fördermaschinen, wird sowohl die Hochdruck- wie die Niederdruckfüllung geändert.

78. Die einfache Schiebersteuerung. Das Wesen der Dampfmaschinensteuerungen sei an der einfachsten Steuerung, der Muschelschiebersteuerung, erläutert. Abb. 117

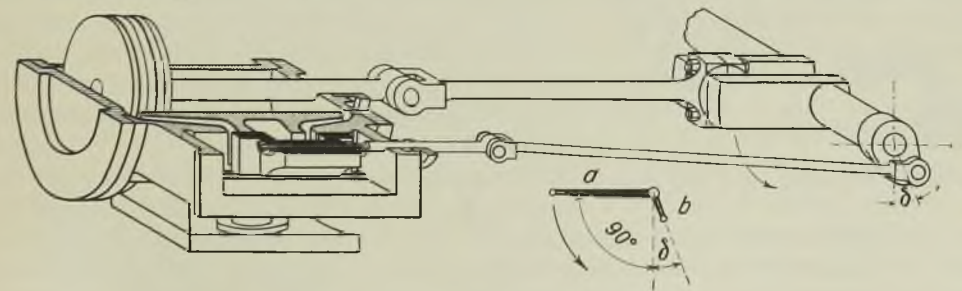
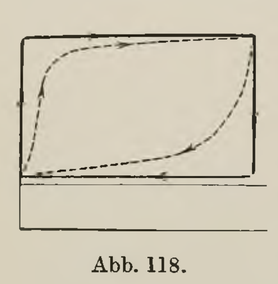


Abb. 117. Muschelschiebersteuerung.

zeigt einen aufgeschnittenen Zylinder mit Muschelschiebersteuerung. Der frische Dampf tritt in den den Schieber umschließenden Schieberkasten; der Abdampf strömt durch die Muschel des Schiebers zum Auspuff. Die beiden äußeren Kanten der Schieberlappen steuern den Eintritt des Dampfes auf der einen und auf der andern Zylinderseite, die

inneren den Austritt. An Stelle der dargestellten „äußeren" Einströmung wird auch „innere" Einströmung angewendet; vorläufig sei aber immer äußere Einströmung zugrunde gelegt. Wenn der Schieber keine „Überdeckungen" hat, d. h. wenn die Schieberlappen ebenso lang sind, wie die Kanäle breit sind, dann muß beim Hubbeginn des Kolbens der Schieber genau in seiner Mittellage stehen; geht dann der Kolben nach rechts, muß der Schieber ebenfalls nach rechts ausschlagen und die Kanäle öffnen, den einen für den Eintritt, den andern für den Auspuff des Dampfes. Wenn dann der Kolben über die Hubmitte hinaus ist, muß der Schieber wieder in seine Mittellage zurückgehen und die Kanäle schließen. Beim Rückgange des Kolbens muß der Schieber in derselben Weise nach links ausschlagen. Man sieht ein, daß bei der Dampfmaschine die den Schieber antreibende Kurbel der Maschinenkurbel voreilen muß, und zwar bei dem Schieber ohne Überdeckungen um 90°.


Abb. 118.

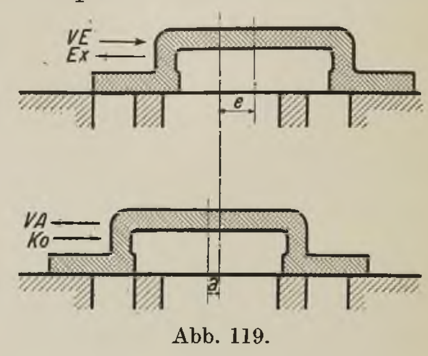


Abb. 119.

Die mit einem Schieber ohne Überdeckungen erzeugte Dampfverteilung ist gekennzeichnet durch volle Füllung sowie durch fehlende Voreinströmung, Vorausströmung und Kompression. Bei sehr langsamem Gange der Maschine hätte das Diagramm die Form eines Rechteckes. Bei der betriebsmäßigen Geschwindigkeit wird aber, wie es Abb. 118 zeigt, das Diagramm verzerrt, weil der Dampf im Hubwechsel schlecht in den Zylinder hinein und heraus kann. Steuerungen dieser Art sind schlecht. Man hat sie im Bergbau als Wechselschiebersteuerungen bei Drucklufthaspeln (vgl. Ziffer 219). Um Voreinströmung, Expansion, Vorausströmung und Kompression zu erhalten, muß der Schieber mit Überdeckungen ausgeführt werden. Die Schieberlappen müssen länger sein als die Kanäle breit sind, um so länger, je kleiner die Füllung sein soll. Man unterscheidet Einlaßüberdeckungen (e) und Auslaßüberdeckungen (a). Der Schieber ist, vgl. Abb. 119, aus seiner Mittellage um e zu verschieben, damit er beginnt, den Einlaß zu öffnen, und um a, damit er beginnt, den Auslaß zu öffnen. In Abb. 120 oben ist ein Schieberlappen in der Stellung gezeichnet, die er bei der Mittellage des Schiebers hat. Es ist die Schieberlappenlänge $l =$ Einlaßüberdeckung $e +$ Kanalbreite $k +$ Auslaßüberdeckung a. Darunter ist der Schieberlappen in der Stellung gezeichnet, die er zu Beginn des Kolbenhubes haben muß, nämlich so, daß der Einströmkanal schon etwas geöffnet ist, d. h. daß Voreinströmung vorhanden ist. In der Abb. 120 unten ist schließlich der Schieberlappen in der Stellung gezeichnet, die er am Ende des Kolbenhubes oder zu Beginn des Rückhubes einnehmen muß, nämlich so, daß der Auslaß weit geöffnet ist. Bei einem Schieber mit Überdeckungen muß die Schieberkurbel der Maschinenkurbel um mehr als 90° voreilen. Der 90° übersteigende Winkel heißt kurz Voreilwinkel und wird mit δ bezeichnet. Je größer die Überdeckungen im Verhältnis zur Kanalbreite sind, um so größer muß δ sein.

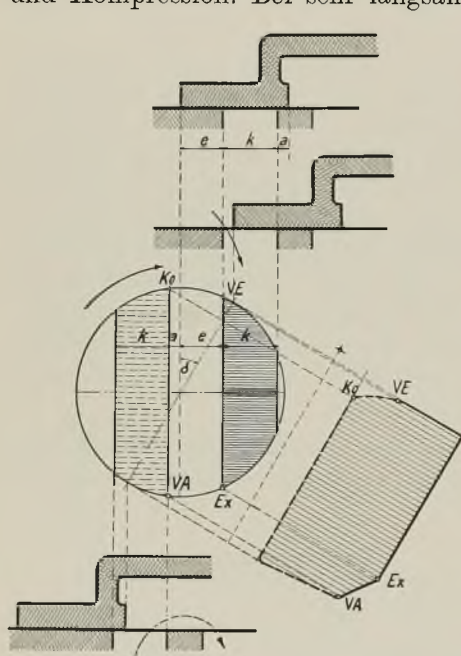


Abb. 120. Schieberdiagramm von Müller.

Um die Wirkung des Schiebers genauer zu verfolgen, dient das in der Abb. 120 enthaltene Schieberdiagramm von **Müller**. In diesem bedeutet der Kreis den Weg des den Schieber antreibenden Kurbelzapfens. Im Schieberkurbelkreise sind der Einlaßkanal k nebst der Einlaßüberdeckung e und der Auslaßkanal k nebst der Auslaßüberdeckung a eingezeichnet. Die Maschinenkurbel steht wagerecht; die Schieberkurbel eilt ihr um $90^0 + \delta$ vor. Das entstehende Dampfdiagramm wird über einer Parallele zur Schieberkurbel verzeichnet. Die vier kennzeichnenden Punkte der Dampfverteilung: *VE*, *Ex*, *VA* und *Ko* findet man in der dargestellten Weise durch Projizieren.

Bei der **Schieberellipse**, Abb. 121, sind die dem Müllerschen Schieberdiagramm entnommenen Schieberausschläge über der Kolbenweglinie aufgetragen. Die Schieberüberdeckungen sind als Parallelen zur Kolbenweglinie im entsprechenden Abstande eingetragen. Aus der Schieberellipse ist zu entnehmen, wie der Schieber öffnet und schließt.

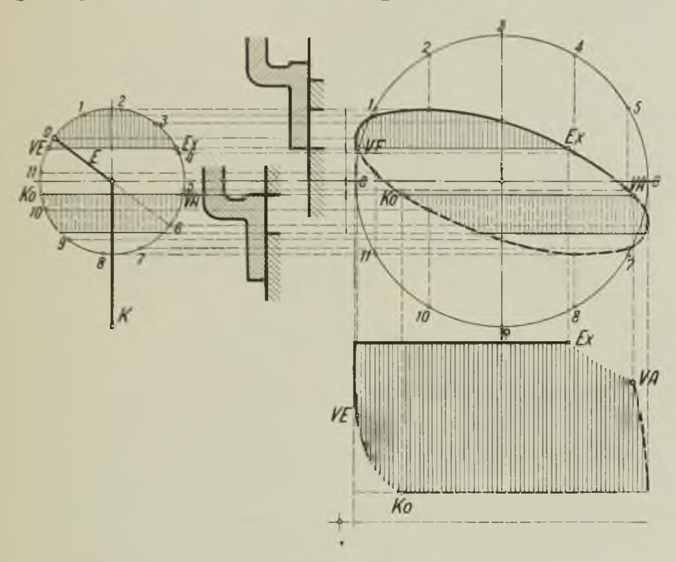


Abb. 121. Schieberellipse.

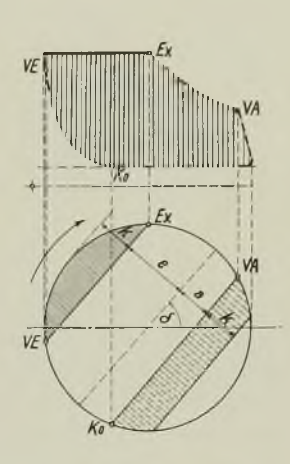


Abb. 122. Schieberdiagramm.

Während mittels des in Abb. 120 dargestellten Schieberdiagramms die sich für eine vorhandene Steuerung ergebende Dampfverteilung bestimmt wird, dient umgekehrt das in Abb. 122 dargestellte Schieberdiagramm dazu, für ein gegebenes Dampfdiagramm die entsprechende Steuerung festzulegen. Da man die lineare Voreilung meist 1% macht und der Beginn der Expansion gegeben ist, liegt also die Linie *VE* — *Ex* fest und damit der Voreilwinkel δ sowie die Einlaßüberdeckung e. Die Auslaßüberdeckung ist nach der erforderlichen Vorausströmung zu wählen; damit ist zugleich die Kompression festgelegt. (Je größer übrigens die Expansion, um so größer auch der Voreilwinkel, um so größer auch die Kompression.) Um die Abmessungen der Steuerungen festzulegen, hat man aus der anzunehmenden Dampfgeschwindigkeit den Kanalquerschnitt, und nach der anzunehmenden Höhe des Kanals die Kanalbreite k zu bestimmen. Die gezeichnete Kanalbreite verglichen mit der wirklichen bedeutet den Maßstab der Zeichnung, wodurch die übrigen Größen: Schieberhub, Auslaß- und Einlaßüberdeckung bestimmt sind. Je schneller also die Maschine läuft, um so breiter müssen die Kanäle werden, um so größer fällt die Steuerung aus. Die dargestellten Schieberdiagramme gelten übrigens genau nur für unendliche Schieber- und Pleuelstangenlänge. Für endliche Stangenlängen ist eine Korrektur erforderlich.

Aus dem dargelegten Zusammenhange erkennt man zweierlei: 1. solange der Antrieb des Schiebers ungeändert bleibt, bleibt auch die Dampfverteilung ungeändert, 2. um mit der dargestellten einfachen Schiebersteuerung kleine Füllungen zu erzielen, braucht man großen Voreilwinkel, sehr große Schieberüberdeckungen und sehr große Schieberhübe.

Es gibt aber ein einfaches Mittel, mit der einfachen Schiebersteuerung sowohl von großer Füllung herab auf kleine zu regeln, wie mit kleinen Überdeckungen kleine Füllungen zu erzielen. Abb. 123 veranschaulicht das. Wenn man die ganze Kanalbreite k ausnützt, sind die dargestellten Überdeckungen klein, und man bekommt große Füllung, wobei der Voreilwinkel δ klein sein muß. Wenn man aber den Schieberantrieb ändert, so daß δ vergrößert und der Schieberhub verkleinert wird, derart, daß der Kanal nicht mehr ganz, sondern nur das kleine Stück k_1 geöffnet wird, dann sind dieselben Schieberüberdeckungen im Verhältnis zur geringen Kanaleröffnung k_1 groß und man erhält kleinere Füllungen. Darauf beruhen die im folgenden besprochenen Kulissensteuerungen und die später bei den Ventilsteuerungen besprochenen Steuerungen, bei denen das antreibende Exzenter durch einen Achsenregler verstellt wird.

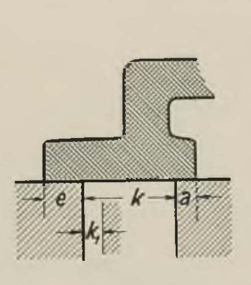
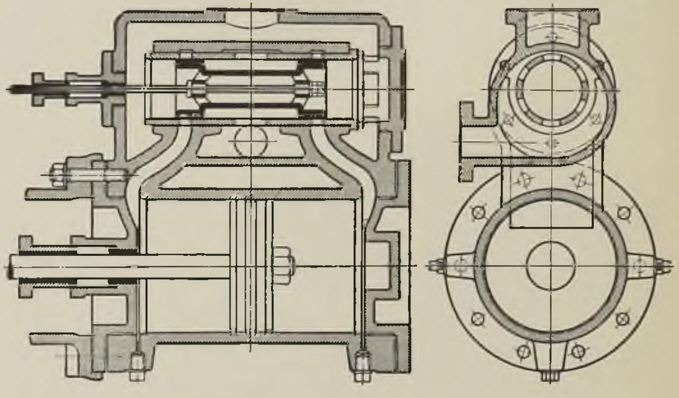


Abb. 123.


Abb. 124. Kolbenschiebersteuerung.

Die dargestellte Flachschiebersteuerung ist einfach und hält dicht, da der Schieber durch den Dampfdruck gegen den Schieberspiegel gepreßt wird. Aus demselben Grunde ist aber auch die Schieberreibung groß. Die beste Entlastung erhält man, wenn man an Stelle des Flachschiebers einen Kolbenschieber verwendet. Die Abb. 124 zeigt eine Kolbenschiebersteuerung. Der Kolbenschieber läuft in einer durchbrochenen Schieberbüchse, deren Durchbrechungen zu den Kanälen des Dampfzylinders führen. Der Kolbenschieber steuert genau wie der Flachschieber; es ist aber zu berücksichtigen, daß sich beim Kolbenschieber ein erheblich größerer schädlicher Raum ergibt als beim Flachschieber.

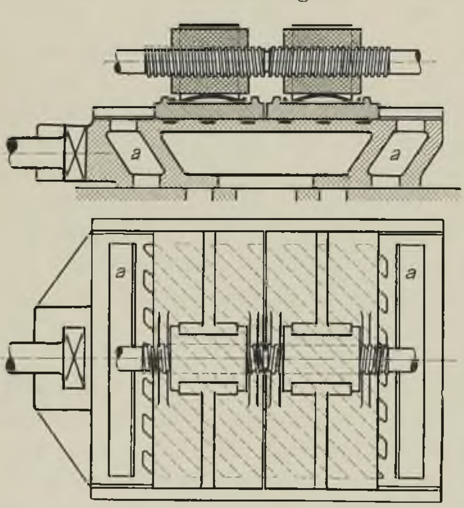


Abb. 125. Doppelschiebersteuerung von Meyer.

79. Doppelschiebersteuerungen. Bei den Doppelschiebersteuerungen hat man einen Grundschieber, der nicht verstellbar ist, und der unveränderlich Voreinströmung, Vorausströmung und Kompression steuert. Außerdem ist durch den Grundschieber die größte Füllung festgelegt, die aber durch einen zweiten, einstellbaren Schieber, den Expansionsschieber, bis auf Null verringert werden kann. Abb. 125 stellt die Doppelschiebersteuerung von Meyer dar[1]. Der Grundschieber, der auf dem Schieberspiegel des Zylinders läuft, wirkt wie ein einfacher Muschelschieber; nur muß der eintretende Dampf erst durch die Kanäle a des Grundschiebers hindurch. Diese Kanäle a werden nun von dem auf dem Rücken des Grundschiebers laufenden Expansionsschieber, der bei dem Meyerschen Schieber aus zwei durch Rechts- und Linksgewinde auseinander und zueinander stellbaren Schieber-

[1] Aus Dubbel: Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen.

platten besteht, später oder früher geschlossen. Die größte Füllung erhält man, wenn die Expansionsschieberplatten zusammengeschraubt sind, die kleinste Füllung, wenn sie weit auseinander geschraubt sind. Die Schieberplatten werden in der Regel nur von Hand verstellt. Bei älteren unterirdischen Dampfwasserhaltungen findet man die Meyer-Steuerung noch.

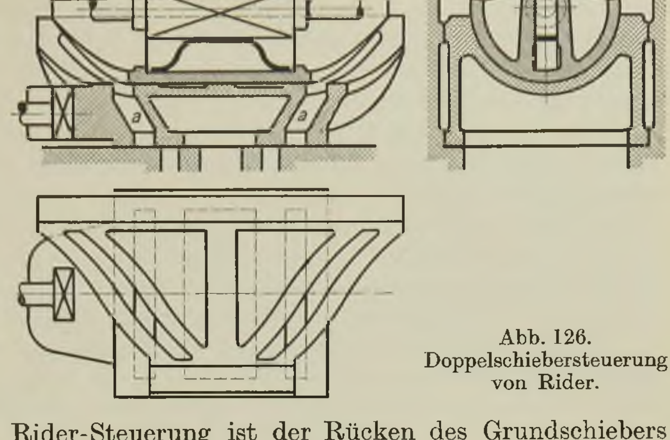


Abb. 126. Doppelschiebersteuerung von Rider.

Die in Abb. 126[1] dargestellte Doppelschiebersteuerung von Rider stimmt mit der Meyer-Steuerung in der Wirkung überein, hat aber den Vorteil, daß der Expansionsschieber bequem durch den Regler der Dampfmaschine verstellbar ist, weswegen die Rider-Steuerung eine ausgedehnte Anwendung gefunden hat. Bei der Rider-Steuerung ist der Rücken des Grundschiebers hohl und die Kanäle *a* treten schräg aus. Der gewölbte, trapezförmig begrenzte Expansionsschieber läuft in der Höhlung des Grundschiebers und ist drehbar, so daß er mit einer größeren oder kleineren Breite wirkt. In letzterem Falle bleiben die Kanäle *a* am längsten offen, und man hat die größte Füllung.

Beide Steuerungen sind auch häufig als Kolbenschiebersteuerungen ausgeführt worden.

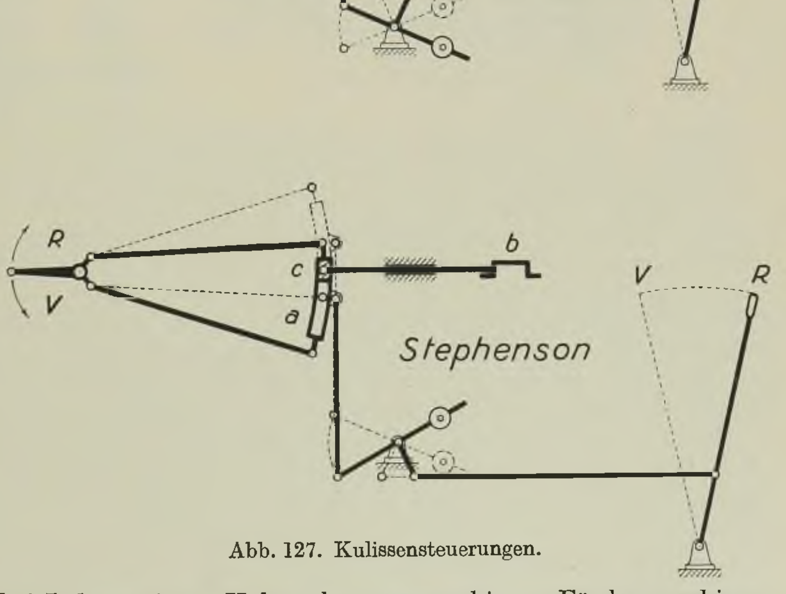


Abb. 127. Kulissensteuerungen.

80. Kulissensteuerungen. Bei den Kulissensteuerungen handelt es sich um zwei Aufgaben: Einmal soll mittels einfachen Schiebers die Füllung zwischen Null und nahezu voller Füllung eingestellt werden, dann soll die Maschine umgesteuert werden. Kulissensteuerungen werden angewendet bei Lokomotiven, Kehrwalzenzugmaschinen, Fördermaschinen, Förderhaspeln usw. Die älteste und einfachste Kulissensteuerung ist die in der schematischen Abb. 127 dargestellte Stephensonsche Steuerung, die ursprünglich für Lokomotiven bestimmt war und im Bergbau ausgedehnte Anwendung bei Förderhaspeln und kleineren Fördermaschinen gefunden hat. Auf der Kurbelwelle sind zwei Exzenter aufgekeilt: ein Vorwärtsexzenter *V* und ein Rückwärtsexzenter *R*. Die Exzenterstangen

[1] Aus Dubbel: Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen.

sind mit einer Kulisse oder einem Schleifbogen *a* verbunden. Die Kulisse macht eine hin- und hergehende und zugleich schwingende Bewegung. Von der Kulisse wird der Schieber *b* mittels Kulissensteines *c* angetrieben. Hat der Kulissenstein die gezeichnete Lage, so empfängt der Schieber seine Bewegung hauptsächlich vom Rückwärtsexzenter, und man hat Rückwärtsfahrt mit größter Füllung. Hebt der Maschinist, indem er den Steuerhebel aus der Rückwärtslage in die Vorwärtslage legt, die Kulisse in die andere Endlage, so empfängt der Schieber seine Bewegung hauptsächlich vom Vorwärtsexzenter, und man hat Vorwärtsfahrt mit größter Füllung. In den Zwischenlagen hat man verkleinerte Füllung; in der Mittellage ist die Füllung Null. Wenn der Kulissenstein nämlich nicht an einem Ende der Kulisse angreift, sondern nach der Mitte zu verschoben wird, wird der Schieberhub verkleinert, und der Voreilwinkel vergrößert. Indem dann der Schieber den Kanal nicht mehr voll öffnet, erzielt man, wie es in Ziff. 77 und durch Abb. 123 dargelegt war, mit ungeändertem Schieber kleinere Füllung. Wegen der konstruktiven Ausbildung der Stephensonschen Steuerung vgl. die Ziffern 219 und 224.

Der Stephensonschen Steuerung ähnlich ist die ebenfalls in Abb. 127 schematisch dargestellte Kulissensteuerung von Gooch, die bei großen Fördermaschinen angewendet wird. Bei der Goochschen Steuerung braucht nämlich der Fördermaschinist nicht die

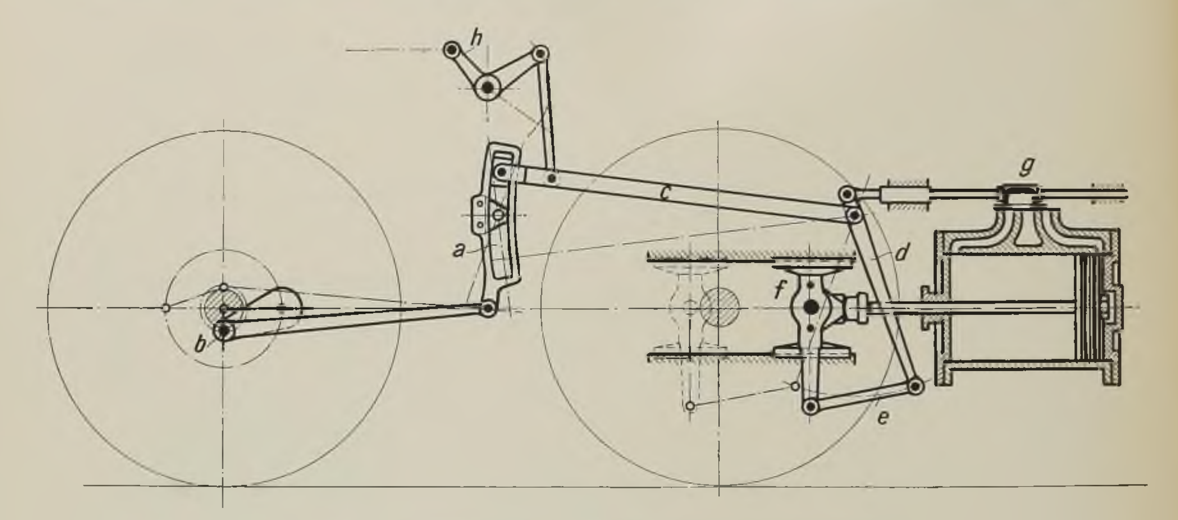


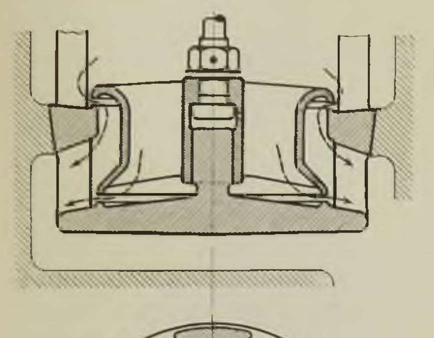
Abb. 128. Heusinger-Steuerung einer Druckluftlokomotive.

schwere Kulisse zu heben und zu senken, sondern nur den Kulissenstein nebst Stange, während die Kulisse durch eine Geradführung oder eine Hänge- oder Stützstange in gleicher Höhe geführt wird. Es ist zu beachten, daß bei der Steuerung von Gooch die Kulisse entgegengesetzt gekrümmt ist wie bei der Steuerung von Stephenson.

Bei Lokomotiven ist die Heusinger-Steuerung außerordentlich verbreitet. Die in der Abb. 128 dargestellte Steuerung gehört zu der in Ziffer 213 dargestellten Druckluftlokomotive von Borsig. Bei der Heusinger-Steuerung schwingt die Kulisse (*a*) um eine feste Drehachse und wird durch eine Gegenkurbel (*b*) angetrieben, die der Hauptkurbel um 90° nacheilt. Die Bewegung des Kulissensteines wird durch die Stange *c* auf den Drehpunkt der Schwinge *d* übertragen, deren langer unterer Arm mittels Lenkers *e* vom Kreuzkopf angetrieben wird, während der kürzere obere Arm den Schieber *g* bewegt. Um umzusteuern, ist die Stange *c* nebst dem Kulissenstein nach der entgegengesetzten Kulissenseite zu legen. Aus der früheren Abb. 50 ist die Anordnung der Heusinger-Steuerung bei einer Dampflokomotive ersichtlich.

Statt einen Schieber anzutreiben, kann man, wie das bei der Fördermaschine ausgeführt wird, durch die Kulissensteuerung vier Ventile bewegen. Die vier Ventile entsprechen den vier steuernden Kanten des Schiebers. Vgl. Abb. 298.

81. Ventilsteuerungen. Die größeren liegenden Dampfmaschinen werden in der Regel mit Ventilsteuerung ausgerüstet. Die Dampfmaschinenventile werden immer als entlastete Doppelsitzventile ausgeführt. Meist werden sogenannte Rohrventile verwendet, Abb. 129; bei älteren Fördermaschinen und Wasserhaltungen findet man Glockenventile, Abb. 130. Der Dampfdruck über dem Ventil ist meist erheblich höher als der Dampfdruck unter dem Ventil, so daß große Kräfte erforderlich wären, ein nicht entlastetes Ventil anzuheben. Bei den dargestellten Doppelsitzventilen wirkt der auf dem Ventile lastende Überdruck unausgeglichen nur auf die beiden schmalen Sitzflächen, so daß eine weitgehende Entlastung erreicht ist, und die Ventile durch verhältnismäßig kleine Kräfte anzuheben sind. Weil die Doppelsitzventile dem durchströmenden Dampfe zwei Durchflußspalte öffnen, brauchen sie nur halb so großen Hub wie einsitzige Ventile. In der Regel



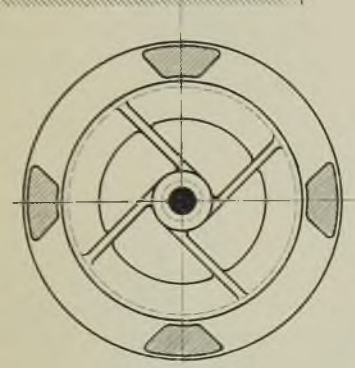


Abb. 129. Rohrventil.

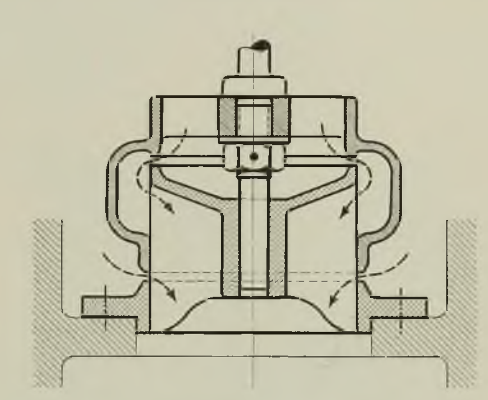


Abb. 130. Glockenventil.

werden die Einlaßventile oben, die Auslaßventile unten angeordnet. Abb. 131 veranschaulicht einen Heißdampfzylinder mit Ventilsteuerung in der Ausführung der Hannoverschen Maschinenbau A. G. vorm. Egestorff (Hanomag). Im Gegensatz zur Schiebersteuerung haben bei der normalen Ventilsteuerung eintretender und austretender Dampf getrennte Wege. Das ist für die Dampfersparnis wichtig, denn so wird vermieden, daß durch die Kanalwandung der eintretende Dampf gekühlt, der austretende geheizt wird.

Bei liegenden Maschinen werden die Ventile mittels Exzenter oder unrunder Scheiben von einer neben dem Zylinder liegenden Steuerwelle bewegt, die von der Kurbelwelle durch Kegelräder angetrieben wird. Bei Fördermaschinen treten an Stelle der unrunden Scheiben sogenannte Knaggen, die nicht nur in radialer, sondern auch in axialer Richtung profiliert sind. Daß man bei Fördermaschinen die Ventile auch durch eine Kulissensteuerung bewegt und dabei dieselbe Wirkung bekommt, wie bei einer Kulissenschiebersteuerung, war schon in Ziffer 80 erwähnt. Näheres über die Fördermaschinensteuerungen ist den Ziffern 151 und 152 zu entnehmen.

Immer werden die Ventile durch die Steuerung zwangläufig angehoben, aber durch eine Feder geschlossen. Es besteht die Möglichkeit, daß ein Ventil „hängen bleibt", wenn die Kraft der Ventilbelastungsfeder nicht imstande ist, zufällige Hemmungen zu überwinden, die z. B. infolge übermäßiger Reibung in der Stopfbüchse der Ventilstange auftreten können. Die Auslaßventile bleiben bei der Schließbewegung immer im Zusammenhange mit der Steuerung, so daß sie nicht schneller geschlossen werden können, als der Steuerbewegung entspricht. Dasselbe gilt für die Einlaßventile der sogenannten zwangläufigen Ventilsteuerungen. Bei den Einlaßventilen der sogenannten auslösenden oder ausklinkenden Ventilsteuerungen wird aber, um die Einströmung zu

beenden, die Verbindng zwischen Steuerung und Einlaßventil gelöst oder ausgeklinkt, worauf das Einlaßventil durch seine Feder ungehemmt von der Steuerung auf seinen Sitz getrieben wird. Damit das Einlaßventil nicht zu hart aufschlägt, sind Puffer nötig (vgl. Abb. 132).

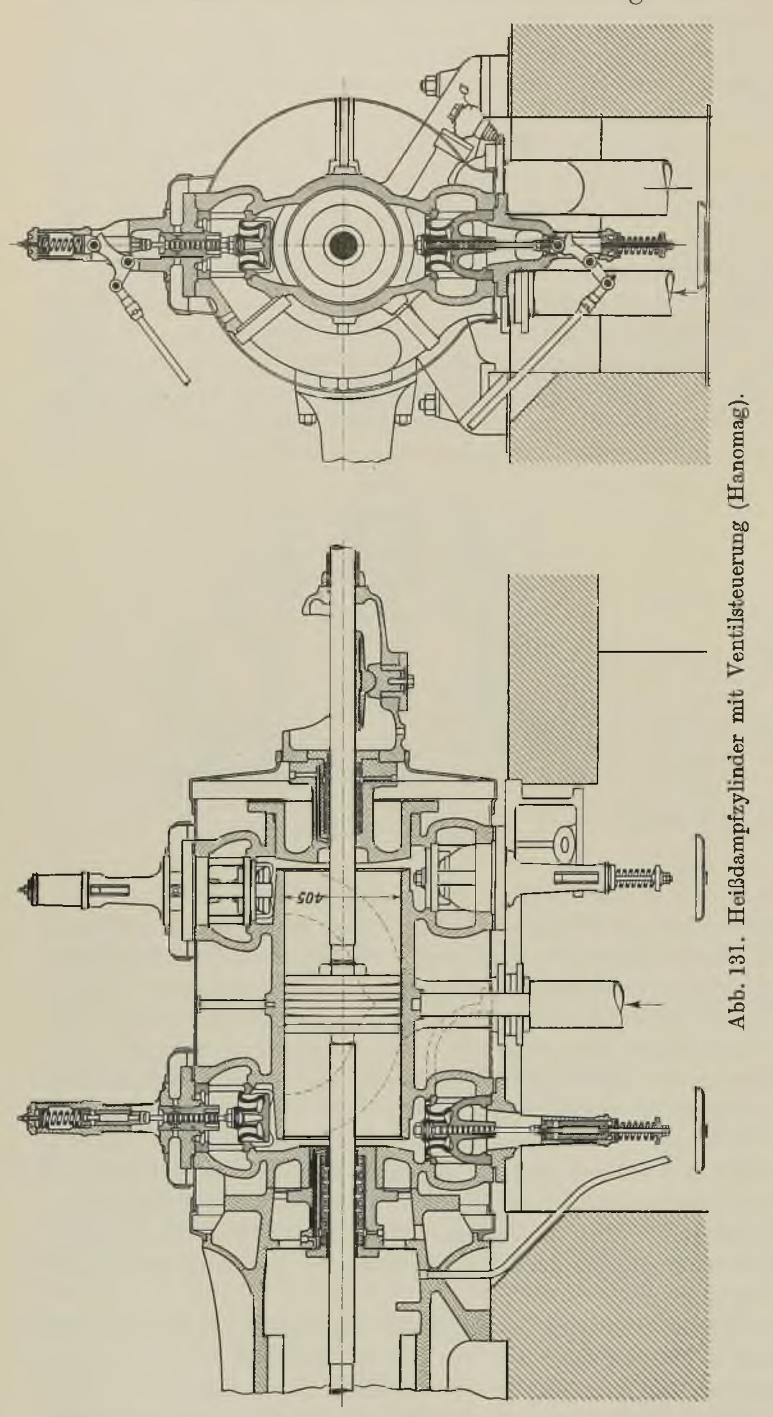


Abb. 131. Heißdampfzylinder mit Ventilsteuerung (Hanomag).

Der Regler der Dampfmaschine wirkt nur auf die Einlaßventile, und zwar bei zwangläufigen Steuerungen, indem er Gelenkpunkte der Steuerung verstellt, und bei auslösenden, indem er das auslösende Glied der Steuerung verstellt. Die im folgenden dargestellten Steuerungen veranschaulichen das.

Bei den Heißdampfzylindern der Hanomag, Abb. 131, ist die Lentz-Steuerung angewendet, die zu den zwangläufigen Ventilsteuerungen gehört. Die Ventile werden durch Schwingdaumen angehoben und bleiben während der Schließbewegung bis zum Aufsitzen mit den Schwingdaumen in Verbindung. Die Schwingdaumen der Einlaßventile machen aber nicht immer dieselbe Bewegung, sondern ihr Antrieb wird durch einen auf der Steuerwelle sitzenden Achsenregler beeinflußt, derart, daß bei Entlastung der Dampfmaschine der Ausschlag der Schwingdaumen verkleinert, die Voreilung vergrößert wird[1]. Auch die später zu besprechenden Knaggensteuerungen der Fördermaschinen sind in dem Sinne zwangläufig, daß die Schlußbewegung aller Ventile durch die Form der Knagge bestimmt ist. Als Beispiel einer auslösenden Ventilsteuerung ist in Abb. 132 die auslösende Collmann-Steuerung in der Ausführung von Schüchtermann & Kremer, Dortmund, wiedergegeben. Der Ventilhebel H wird durch die Klinke K mitgenommen und das Einlaßventil wird angehoben solange, bis

[1] Vgl. Ziffer 78.

die Klinke K durch den Daumen D abgestreift wird. Das geschieht früher oder später, je nachdem, wie der Regler der Dampfmaschine den Daumen D einstellt. Damit das Einlaßventil nicht hängen bleiben kann, faßt der rechte Arm des Ventilhebels H in den Schlitz der Klinke K, so daß das Ventil von der Steuerung zwangläufig nieder-

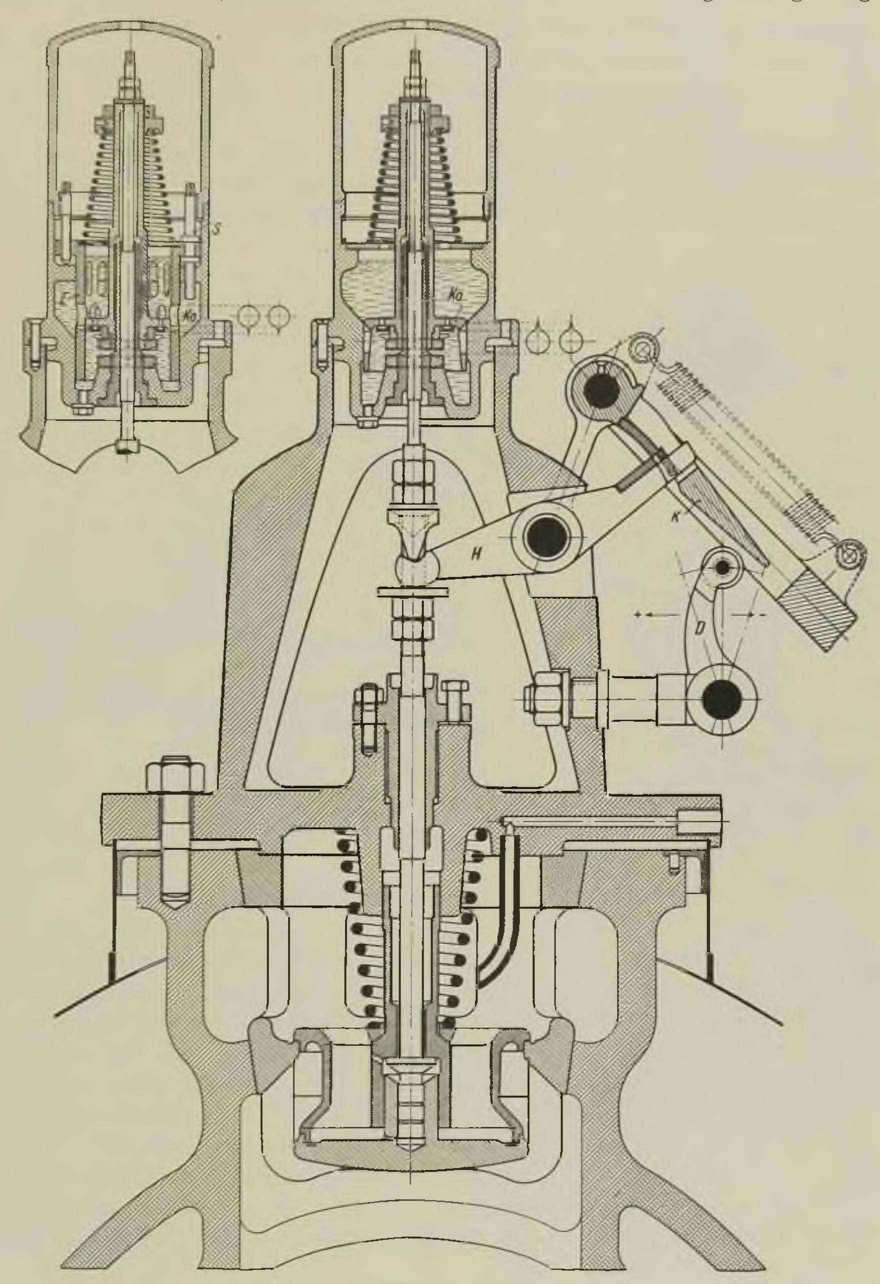


Abb. 132. Auslösende Collmann-Steuerung.

getrieben wird, falls die Belastungsfedern des Ventils nicht ausreichen. Um das Einlaßventil beim Aufsetzen abzufangen, ist ein Ölpuffer angeordnet. Wenn das Einlaßventil angehoben wird, wird es durch den Ölpuffer nicht gehemmt, da das Öl durch ein sich öffnendes ringförmiges Rückschlagventil und Überströmschlitze überströmt. Wenn das Einlaßventil aber geschlossen wird, schließt sich das Rückschlagventil und das Öl muß durch die sich immer mehr verengenden Überströmschlitze übertreten, so

daß der Aufschlag des Ventiles stark gedämpft wird. Die Überströmschlitze sind so geformt, daß immer der Raum über und der Raum unter dem Kataraktkolben miteinander verbunden sind. Der über dem Einlaßventil gezeichnete Ölpuffer ist nicht nachstellbar; bei dem links daneben gezeichneten Puffer dagegen ist der die Überströmöffnungen enthaltende Einsatz E mittels der Schrauben S verstellbar.

82. Mit einem Achsenregler verbundene Steuerungen. Man verbindet sowohl Schiebersteuerungen wie Ventilsteuerungen mit Achsenreglern. Der Achsenregler wirkt unmittelbar auf den Antrieb des Schiebers oder des Einlaßventils derart, daß, um die Füllung zu verringern, der Schieber- oder Ventilhub verkleinert, der Voreilwinkel vergrößert wird. Es kann hier nicht auf die verschiedenen Anordnungen der Achsenregler eingegangen werden, sondern es kann nur das Wesen der Achsenregler an einem Beispiele veranschau-

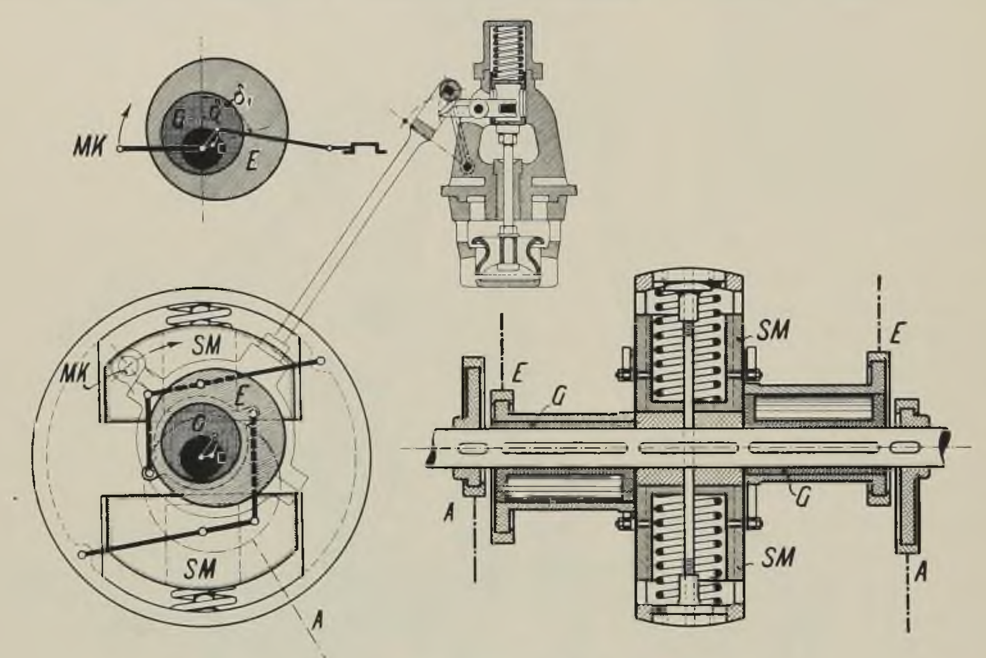


Abb. 133. Ventilsteuerung mit Achsenregler.

licht werden. Abb. 133 zeigt den Achsenregler eines von der Maschinenfabrik Moeller, Brackwede, für das Bochumer Bergschulmuseum gelieferten Dampfzylinders. Die Auslaßexzenter A sind auf der Steuerwelle festgekeilt, so daß die Auslaßventile immer in derselben Weise bewegt werden. Die Einlaßexzenter E dagegen sind auf den auf der Steuerwelle verkeilten Exzentern G drehbar. Wenn die Schwungmassen SM des Achsenreglers ausschlagen, verdrehen sie die Einlaßexzenter E über den festen Exzentern G, so daß, wie die Abbildung lehrt, der Hub der Exzenterstange kleiner wird, der Voreilwinkel aber von δ bis auf δ_1 zunimmt. In der Abbildung ist sowohl die Verbindung des Achsenreglers mit einer Schiebersteuerung wie mit einer Ventilsteuerung angedeutet. Die in Abb. 131 dargestellte Ventilsteuerung von Lentz ist mit einem Achsenregler, Bauart Lentz, verbunden.

83. Steuerungen mit Auspuffschlitzen. Gleichstromdampfmaschinen[1]. Man kann gemäß Abb. 134 die Auslaßventile durch Auspuffschlitze in der Zylinderwandung ersetzen, die durch den Kolben gesteuert werden. Dann wird aber der Kolben und mit ihm der Zylinder außergewöhnlich lang; denn es muß die Kolbenlänge l gleich der Hublänge s sein, vermindert um die Schlitzbreite b. Ist die Schlitzbreite $= 10\%$ des Kolbenhubes, so wird die Vorausströmung 10%, die Ausströmung beträgt ebenfalls 10%, und die Kompression

[1] Vgl. Z.V. d. I. 1910, S. 1890; 1914, S. 728.

beträgt 90 %, ist also sehr groß. Damit die Kompressionsendspannung den Anfangsdruck des Dampfes nicht übersteigt, muß die Kompressionsanfangsspannung gering sein; die dargestellte Schlitzsteuerung für den Auslaß kommt also in der Regel nur bei Einzylindermaschinen mit Kondensation in Betracht. Gegen zufällige, gefährlich hohe Kompressionsdrucke muß man sich durch Sicherheitsventile schützen. Bei Auspuffbetrieb sind schädliche Räume von beträchtlicher Größe zuzuschalten. Weil der Dampf den Zylinder in gleichbleibender Richtung durchströmt, spricht Professor Stumpf von der Gleichstromwirkung des Dampfes, der es zum Teil zuzuschreiben ist, daß die einzylindrige Gleichstromdampfmaschine im Dampfverbrauch der Verbundmaschine ebenbürtig zu erachten ist.

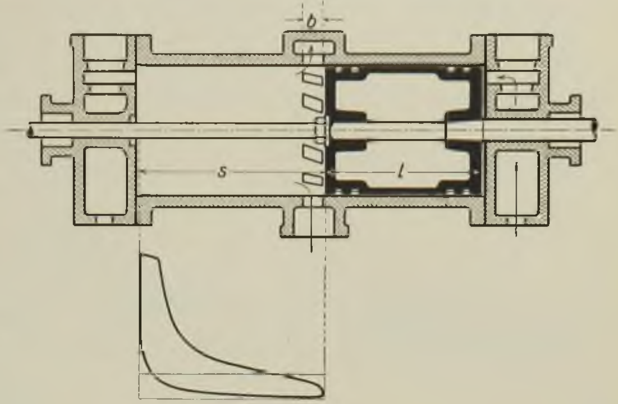
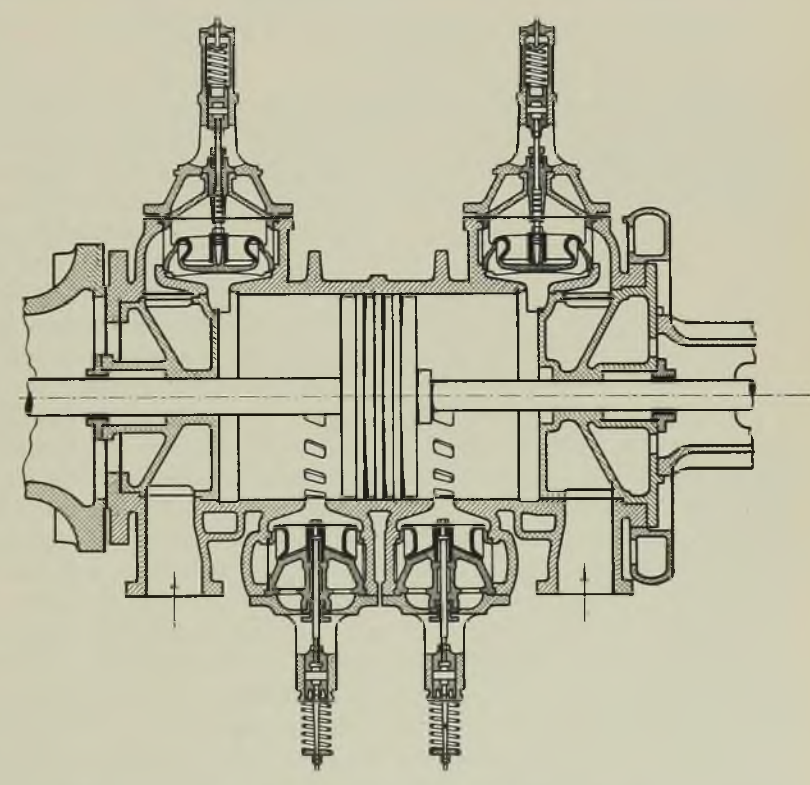


Abb. 134. Steuerung mit Auspuffschlitzen. Gleichstromdampfmaschine.

Um die übermäßig große Kompression zu vermeiden, sowie normale Kolbenbreite und normale Zylinder leicht zu erhalten, steuert man den Auspuffschlitz durch ein Ventil, wobei man etwa 60 % Kompression erhält. Die Kompression wird noch weiter durch die in Abb. 135 dargestellte Anordnung vermindert, die von der Deutschen Maschinenfabrik A. G. (Demag) nach dem Patent Hunger für Walzenzugmaschinen ausgeführt wird. Es sind zwei Auslaßschlitze, die durch Ventile gesteuert werden, vorhanden. Jeder der beiden Auslaßschlitze ist nur halb so groß wie sonst der eine. Wenn der Kolben beim Expansionshub die erste Schlitzreihe überschleift, ist das zugehörige Auslaßventil noch geschlossen; es wird erst geöffnet, wenn der Kolben die zweite Schlitzreihe überschleift, deren Auslaßventil noch geöffnet ist.


Abb. 135. Gleichstromdampfmaschine mit zwei durch Ventile gesteuerten Auslaßschlitzen.

84. Fehlerhafte Dampfverteilung. In der Abb. 136 sind Diagramme enthalten, die Beispiele fehlerhafter Dampfverteilung darstellen. Diagramm *a* zeigt, daß das Einlaßventil zu spät geöffnet ist, Diagramm *b*, daß die Voreinströmung zu groß gewesen ist. Diagramm *c* läßt verspäteten Auslaß erkennen, Diagramm *d* zu große Vorausströmung. Diagramm *e* zeigt zu hohe Kompression. Beim

Diagramm *f* fällt die Expansionslinie zu steil ab und unterschreitet die atmosphärische Linie; es ist das Auslaßventil oder der Dampfkolben undicht gewesen. Die Diagramme *g* zeigen ungleiche Füllung auf beiden Zylinderseiten. Im Diagramm *h* deutet die obere Expansionslinie auf Undichtheit des Einlaßventiles, die untere auf Undichtheit des Auslaßventiles. Bei den Diagrammen *i* und *j* handelt es sich um Indizierfehler: beim Diagramme *i* hat der Indikatorkolben oben angestoßen, weil die Feder zu schwach war, beim Diagramm *j* hat die Trommel angestoßen.

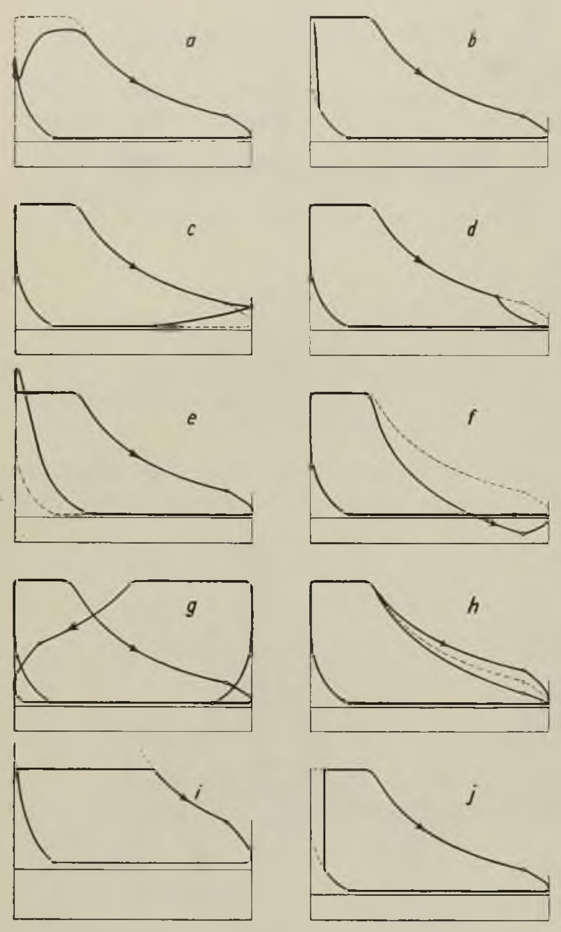


Abb. 136. Fehlerhafte Dampfdiagramme.

85. Verbunddampfmaschinen. Wie in Ziffer 62 allgemein besprochen, ist es zweckmäßig, hochgespannten Dampf stufenweise auszunützen, indem man den Dampf erst in einem kleinen Hochdruckzylinder, dann in einem mehrfach größeren Niederdruckzylinder arbeiten läßt. Weil der Hochdruckzylinder nicht jeweilig soviel Dampf ausstößt, wie der Niederdruckzylinder entnimmt, wird zwischen Hochdruck- und Niederdruckzylinder ein sogenannter Aufnehmer (Receiver) geschaltet. Außer den Maschinen mit zweistufiger Expansion, die kurzweg Verbundmaschinen heißen, hat man Dreifach- und Vierfachexpansionsmaschinen, die hier aber nicht besprochen werden sollen, weil sie seit der allgemeinen Einführung des überhitzten Dampfes nicht mehr die frühere Bedeutung haben.

Hochdruckzylinder und Niederdruckzylinder haben ihre eigne Steuerung. Bei Verbundmaschinen, die immer im selben Sinne umlaufen, die z. B. Dynamos, Kompressoren, Ventilatoren antreiben, hat der Niederdruckzylinder gleichbleibende Füllung; der Regler verstellt nur die Füllung des Hochdruckzylinders. Bei den umsteuerbaren Verbundförder- oder Walzenzugmaschinen usw. wird sowohl am Hochdruck- wie am Niederdruckzylinder die Füllung verstellt. Hier sollen nur die in einem Sinne umlaufenden Verbunddampfmaschinen zugrunde gelegt werden. Wegen Verbundfördermaschinen sei auf Ziffer 154 verwiesen.

Gegen die Einzylindermaschine hat die Verbundmaschine den Vorteil, daß sich Temperatur- und Druckgefälle auf zwei Zylinder verteilen, so daß die Abkühlungs- und die Lässigkeitsverluste kleiner werden. Ferner ist vorteilhaft, daß der hohe Druck nur im kleinen Zylinder wirkt, während im großen nur der niedrige Druck wirkt, so daß das Triebwerk kleinere Kräfte empfängt. Für den Vergleich mit der Einzylindermaschine ist der Begriff „reduzierte Füllung“ wichtig. Unter „reduzierter Füllung“ versteht man bei einer Verbundmaschine die auf den Niederdruckzylinder bezogene Füllung des Hochdruckzylinders. Beträgt die wirkliche Hochdruckfüllung z. B. 18%, und ist der Niederdruckzylinder 3mal größer als der Hochdruckzylinder, so ist die reduzierte Füllung = 6%. Eine Verbundmaschine ist annähernd so stark wie eine Einzylindermaschine, deren Zylinder so groß ist wie der Niederdruckzylinder der Verbundmaschine, und dessen Füllung gleich der reduzierten Füllung der Verbundmaschine ist.

Wenn man eine Verbunddampfmaschine indiziert, kann man die Diagramme nicht ohne weiteres miteinander vergleichen; denn für die Diagramme gelten verschiedene Federmaßstäbe, und der Hochdruckzylinder hat viel kleineren Querschnitt als der Niederdruckzylinder. Man kann aber die Diagramme auf gleichen Federmaßstab umzeichnen, ferner das Niederdruckdiagramm in demselben Verhältnis auseinanderziehen, wie der Niederdruckzylinder größer ist als der Hochdruckzylinder. Dann sind Hochdruck- und Niederdruckdiagramm unmittelbar miteinander vergleichbar, ebenso mit dem Diagramme einer Einzylindermaschine, deren Zylinder gleich dem Niederdruckzylinder der Verbundmaschine ist. Abb. 137 veranschaulicht das.

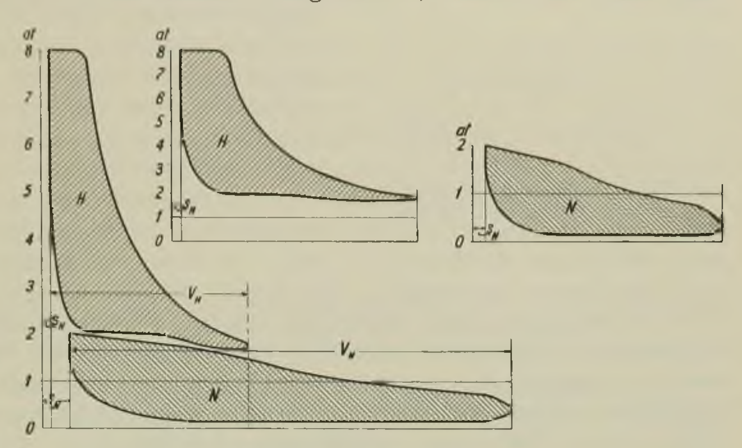


Abb. 137. Diagramme einer Verbunddampfmaschine, vergleichbar umgezeichnet.

Die Größe des Aufnehmerdruckes hängt davon ab, wie groß die Füllung im Hochdruckzylinder ist, und wie groß sie im Niederdruckzylinder ist. Sind beide Füllungen gleich, so wird sich der (absolute) Aufnehmerdruck zum (absoluten) Anfangsdruck im Hochdruckzylinder etwa wie das Volumen des Hochdruckzylinders zu dem des Niederdruckzylinders verhalten. Weil der Regler aber nur auf die Einlaßsteuerung des Hochdruckzylinders wirkt, wird die Hochdruckfüllung je nach der Belastung sehr verschieden von der Niederdruckfüllung sein, und der Aufnehmerdruck wird entsprechend schwanken. Abb. 138 veranschaulicht das. Wenn die Hochdruckfüllung abnimmt, fällt der Aufnehmerdruck, wenn die Hochdruckfüllung zunimmt, steigt der Aufnehmerdruck. Die Belastungsschwankungen werden also fast allein vom Niederdruckzylinder getragen. In diesem Zusammenhange ist ferner klar, daß die Verbundmaschine bei weitem nicht so überlastungsfähig ist, wie die Einzylindermaschine. Denn wenn man beim Zylinderverhältnis 1 : 3 dem Hochdruckzylinder volle Füllung gibt, so bedeutet das bei der entsprechenden Einzylindermaschine nur ein Drittel Füllung. Im vorhergehenden war gesagt, daß die Verbundmaschine annähernd so stark ist wie eine Einzylindermaschine, deren Zylinder gleich dem Niederdruckzylinder der Verbundmaschine ist. Das gilt also nur für normale, wirtschaftliche Füllungen, während bei sehr großen Füllungen die Einzylindermaschine etwa doppelt so stark ist wie die Verbundmaschine mit gleich großem Niederdruckzylinder.

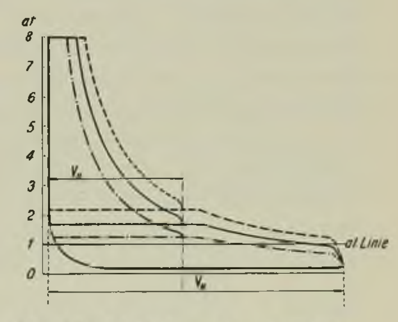


Abb. 138. Verhalten einer Verbunddampfmaschine bei veränderlicher Belastung.

86. Betrieb der Dampfmaschine mit überhitztem Dampf. Wegen der wirtschaftlichen Bedeutung des überhitzten Dampfes vgl. Ziffer 13 und Ziffer 88. Weil die Expansionslinie des überhitzten Dampfes steiler als die des gesättigten Dampfes abfällt, ist bei überhitztem Dampf größere Füllung nötig als bei gesättigtem, die aber weniger wiegt. Die Maschine muß für den Betrieb mit überhitztem Dampf gebaut sein, muß den stärkeren Wärmedehnungen folgen können, geeignete Dichtungen haben und vorzüglich geschmiert werden. Es ist zweckmäßlg, Thermometer anzuordnen, um die Eintrittstemperatur des Dampfes zu messen. Ventilsteuerungen sind bei überhitztem Dampfe bewährt; ebenso Kolbenschiebersteuerungen, wenn sie gut geschmiert werden.

87. Auspuffbetrieb und Betrieb mit Kondensation. Wegen der Dampfersparnis, die theoretisch durch Kondensation des Dampfes erzielbar ist, vgl. Ziffer 13, wegen der praktischen Dampfersparnis vgl. Ziffer 88. Wegen der Ausführung der Kondensationsanlagen siehe Abschnitt X. Abb. 139 zeigt ein Diagramm für Auspuffbetrieb und, gestrichelt, ein gleich großes für Kondensationsbetrieb. Beim letzteren ist die Füllung erheblich kleiner als beim Auspuffdiagramm; die tatsächliche Dampfersparnis entspricht aber bei weitem nicht der Verringerung der Füllung. Denn beim Kondensationsbetrieb sind die Abkühlungsverluste im Zylinder wegen des großen Temperaturgefälles größer; ferner ist wegen der niedrigen Kompressionsendspannung mehr Dampf nötig, den schädlichen Raum aufzufüllen, und schließlich ist der Kraftbedarf der Kondensation zu decken.

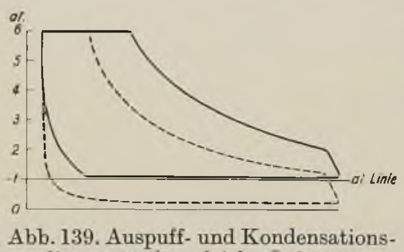


Abb. 139. Auspuff- und Kondensationsdiagramm für gleiche Leistung.

Immerhin ist die tatsächlich erzielbare Dampfersparnis in der Regel so groß, daß sich bei allen größeren Maschinen Kondensation lohnt. Je höheres Vakuum man erzeugt, um so besser wird der Dampf ausgenützt. Die Grenze ist da, wo die Zunahme der Anlage- und Betriebskosten den noch erzielbaren Gewinn übersteigt. Bei Kolbenmaschinen liegt das wirtschaftlich günstigste Vakuum, je nach den besonderen Verhältnissen zwischen 80 und 90%. Dampfturbinen nützen hohes Vakuum viel vorteilhafter aus als Kolbenmaschinen; deshalb ist es häufig zweckmäßig, die Kolbenmaschinen, anstatt sie an eine Kondensation anzuschließen, mit einer Dampfturbine zu verbinden, die den Abdampf der Kolbenmaschine verarbeitet. Vgl. Ziffer 112.

Wo Kolbenmaschinen abwechselnd mit Auspuff und mit Kondensation betrieben werden, ist es angebracht, die Auslaßsteuerung so einzurichten, daß sie den Auslaß beim Kondensationsbetrieb viel früher als beim Auspuffbetrieb schließt, um genügend hohe Kompressionsendspannung zu bekommen.

88. Die Ausnützung der Wärme in der Dampfmaschine. Der thermische und der thermodynamische Wirkungsgrad der Dampfmaschine. Der Dampfverbrauch einer Dampfmaschine ist nicht dem Diagramm zu entnehmen, sondern durch Versuch festzustellen. Es ist üblich, bei Dampfmaschinen den Dampfverbrauch, den thermischen und den thermodynamischen Wirkungsgrad auf die indizierte Leistung oder direkt auf die kWh zu beziehen. Bezieht man diese Werte auf die effektive Leistung, so ist es ausdrücklich anzugeben. Bei Dampfturbinen ist es umgekehrt üblich, den Dampfverbrauch, den thermischen und den thermodynamischen Wirkungsgrad auf die effektive Leistung zu beziehen, was bei Vergleichen zu beobachten ist. Sind für die Erzeugung des für 1 PS_ih verbrauchten Dampfes Q_i kcal aufzuwenden, so ist, da 1 PSh = 632 kcal, der thermische Wirkungsgrad der Dampfmaschine $\eta_t = \frac{632}{Q_i}$. Die Erzeugungswärme des Dampfes wird berechnet, indem man entweder die Speisewassertemperatur = Null ansetzt, oder die wirkliche Speisewassertemperatur zugrunde legt, deren Höhe anzugeben ist. Wie hoch der thermische Wirkungsgrad einer Dampfmaschine ist, hat unmittelbar nur Bedeutung für den Vergleich mit anderen Dampfkraftmaschinen. Denn für den Vergleich mit anderen Wärmekraftmaschinen, z. B. mit Gasmaschinen oder Diesel-Maschinen, muß man den Wärmeverbrauch der ganzen Dampfkraftanlage, d. h. der Dampfmaschine einschließlich des Dampfkessels und der Dampfleitung zugrunde legen. In der Zahlentafel 17 ist z. B. der niedrigste Wärmeverbrauch einer Dampfmaschine für 1 PS_ih mit 3000 kcal angegeben. Unter Berücksichtigung des mechanischen Wirkungsgrades der Dampfmaschine, sowie der Wirkungsgrade von Dampfkessel und Dampfleitung kommt man für 1 PS_eh auf mindestens 4000 kcal.

Den thermodynamischen Wirkungsgrad der Dampfmaschine erhält man, indem man den Dampfverbrauch einer verlustlosen Maschine, bei welcher der Dampf vollständig bis auf den Gegendruck expandiert, das Diagramm also eine Spitze bildet, mit dem wirk-

lichen Dampfverbrauch vergleicht. Um den Dampfverbrauch der verlustlosen Maschine zu berechnen, ermittelt man zunächst mit Hilfe des *is*-Diagrammes für Wasserdampf (Abb. 18) das adiabatische Wärmegefälle, indem man von dem Punkte, der den Anfangszustand des Dampfes darstellt, senkrecht bis auf die Linie des Enddruckes geht[1]. Ist das Wärmegefälle z. B. 211 kcal, so ist der Dampfverbrauch der verlustlosen Dampfmaschine $= \frac{632}{211} = 3$ kg/PS$_i$h. Ist der wirkliche Dampfverbrauch $= 4{,}2$ kg/PS$_i$h, so ist der thermodynamische Wirkungsgrad der Dampfmaschine $= \frac{3}{4{,}2} = 71{,}5\,\%$. Der thermodynamische Wirkungsgrad ist an sich kein Maßstab für die Güte der Dampfmaschine. Denn die Auspuffmaschine hat höheren thermodynamischen Wirkungsgrad als die Kondensationsmaschine. Bei gleichen Dampfverhältnissen nützt aber die Maschine mit höherem thermodynamischem Wirkungsgrade den Dampf besser aus. Die Zahlentafel 17 gibt eine Übersicht über den bei besten Maschinen verschiedener Art unter günstigster Belastung gefundenen Dampf- und Wärmeverbrauch, sowie den thermischen und thermodynamischen Wirkungsgrad. Der Zahlentafel 18 ist zu entnehmen, wie sich der Dampfverbrauch mit der Füllung ändert.

Zahlentafel 17[2]. Übersicht über den Dampf- und Wärmeverbrauch bester Dampfmaschinen, sowie deren thermischen und thermodynamischen Wirkungsgrad.

Art der Dampfmaschine			Einströmspannung at	Dampfverbrauch kg/PS$_i$h	Wärmeverbrauch kcal/PS$_i$h	Thermischer Wirkungsgrad	Thermodynamischer Wirkungsgrad
Einzylindermaschinen	Auspuff	gesättigter Dampf	10—12	10—8,5	6700—5700	0,095—0,110	0,645—0,716
		300—350° Überhitzung		7,25—6	5300—4500	0,119—0,140	0,768—0,810
	Kondensation	gesättigter Dampf	8—10	7,5—6,5*	5000—4000	0,127—0,158	0,520—0,575
		300—350° Überhitzung	10—12	5,2—4,5*	3800—3400	0,166—0,186	0,636—0,674
Verbundmaschinen	Kondensation	gesättigter Dampf	8—12	7,5—5,5	5000—3700	0,127—0,172	0,520—0,665
		270° Überhitzung		6—4,8	4300—3400	0,147—0,184	0,591—0,695
		300—350° Überhitzung		6—4,2	3660—3200	0,173—0,199	0,682—0,722
Dreifachexpansionsmaschinen	Kondensation	gesättigter Dampf	12—15	6—5,1	4000—3400	0,158—0,185	0,606—0,680
		270° Überhitzung		5—4,5	3600—3200	0,177—0,197	0,667—0,717
		300—350° Überhitzung		4,5—4	3300—3000	0,192—0,209	0,714—0,735

Zahlentafel 18. Dampfverbrauch großer Dampfmaschinen in kg/PS$_i$h.

a) Einzylindermaschine mit Auspuff. Dampfdruck 12 at.

Füllung	%	10	15	20	25	30
Dampf gesättigt	kg	9,0	8,8	9,1	9,5	9,9
„ auf 260° überhitzt	„	7,5	7,3	7,4	7,7	8,1
„ „ 300° „	„	6,9	6,7	6,8	7,1	7,5

b) Einzylindermaschine mit Kondensation. Dampfdruck 9—10 at.

Füllung	%	7	10	15	20
Dampf gesättigt	kg	7,4	7,6	7,9	8,3
„ auf 260° überhitzt	„	6,0	5,9	6,1	6,4
„ „ 300° „	„	5,4	5,3	5,5	5,9

c) Verbundmaschine mit Kondensation. Dampfdruck 11—12 at.

Füllung im Hochdruckzylinder	%	15	20	25	30	35
Dampf gesättigt	kg	5,8	5,6	5,8	6,0	6,3
„ auf 260° überhitzt	„	4,9	4,7	4,8	5,0	5,3
„ auf 300°	„	4,5	4,3	4,4	4,5	4,8

[1] Vgl. Ziffer 14. [2] Aus der Hütte Bd. 2, S. 412.

* Die niedrigeren Zahlen sind nur bei Gleichstrom-Dampfmaschinen erreicht worden.

89. Leistungsversuche an Kolbendampfmaschinen. Bisher galten die Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen, die 1899 vom Verein deutscher Ingenieure, dem Internationalen Verbande der Dampfkesselüberwachungsvereine und vom Vereine Deutscher Maschinenbauanstalten aufgestellt worden sind. Inzwischen sind durch den Verein deutscher Ingenieure neue Regeln für Abnahmeversuche an Dampfanlagen aufgestellt worden. Aus den Regeln für Abnahmeversuche an Kolbendampfmaschinen seien im folgenden einige Angaben gemacht[1]:

Unter der Leistung einer Dampfmaschine ist, wenn nichts anderes angegeben ist, die Nutzleistung an der Welle zu verstehen. Der für die PSh angegebene Dampfverbrauch bezieht sich aber, wenn nichts anderes angegeben ist, auf die indizierte Leistung. Der für die kWh angegebene Dampfverbrauch von Kolbendampfmaschinen, die Dynamos antreiben, gilt für die elektrische Leistung an den Klemmen. Die Leistung einer direkt angetriebenen Erregermaschine gilt jedoch nicht als Nutzleistung, und bei fremder Erregung ist die Erregerleistung von der Klemmenleistung der Dynamo abzuziehen. Der Dampfverbrauch dampfangetriebener Hilfsmaschinen gehört zu dem auf die Nutzleistung bezogenen Gesamtverbrauch.

In erster Linie ist die Leistung der Dampfmaschine festzustellen, sei es die indizierte, die elektrische oder die Nutzleistung, und der Dampfverbrauch für die PSh oder kWh zu bestimmen. Zu letztgenanntem Zwecke wird entweder das Speisewasser gewogen, oder es wird, wenn der Abdampf in einem Oberflächenkondensator niedergeschlagen wird, das Kondensat gewogen, oder es wird der Dampf durch Dampfmesser oder Düsen gemessen, die unter den Versuchsbedingungen geeicht sind. Bei Kondensatmessungen muß der Kondensator dicht sein, und es darf kein Kondensat von der Wasserstrahlluftpumpe mitgenommen werden; andernfalls sind die Fehler, wenn es möglich ist, zu berücksichtigen (vgl. Ziffer 109). Versuche zur Bestimmung des Dampfverbrauches sollen bei Kondensatmessung mindestens eine Stunde, bei Speisewassermessung 6 Stunden dauern. Ist die Leistung durchaus gleichförmig, kann die Versuchsdauer bei Speisewassermessung auf 4 Stunden beschränkt werden. Die Versuche sollen nicht eher beginnen, bis in der Dampfmaschine und dem Meßgeräte Beharrungszustand eingetreten ist. Das Niederschlagwasser aus Leitungen, das durch Wasserabscheider auszuscheiden ist, ist zu messen und von der gemessenen Speisewassermenge abzuziehen; dagegen gehört das Niederschlagwasser aus Mantel-, Deckel- und Aufnehmerheizungen zum Dampfverbrauch der Maschine.

Wird der Dampfverbrauch durch Messung des Speisewassers bestimmt, so gilt die Zusage noch erfüllt, wenn der durch einen 5—6stündigen Versuch ermittelte Dampfverbrauch um 2,5% vom zugesicherten abweicht. Bei kurzen Versuchen sind größere Abweichungen zulässig, ebenso bei stärkeren Schwankungen des Dampfdruckes und der Dampftemperatur. Wird der Dampfverbrauch durch Kondensatmessung festgestellt, so gilt ein Spiel nur bei stärkeren Schwankungen von Dampfdruck und -temperatur; wird Dampf durch geeichte Dampfmesser oder Düsen gemessen, so gilt ein Spiel von 5%.

X. Die Kondensation des Abdampfes von Dampfmaschinen und Dampfturbinen[2]. Wasserrückkühlanlagen.

90. Zweck und Anordnung der Kondensationsanlagen. Kühlwasserbedarf. Der Hauptzweck einer Kondensationsanlage ist, den Dampf unter niedrigem Druck zu verflüssigen, damit der Dampf nicht gegen den Druck der Atmosphäre, sondern gegen den niedrigen Kondensatordruck ausströmt, und sein Expansionsvermögen weitgehend ausgenützt wird.

---

[1] Vgl. auch Ziffer 32.

[2] Über die Kondensation von Dämpfen in thermodynamischem Zusammenhange siehe die Ziffern 2, 11 und 14. Vgl. ferner Ziffer 87.

Wo es allein auf den durch die Kondensation erzielbaren Kraftgewinn oder die erzielbare Dampfersparnis ankommt, wird die Kondensation als Misch- oder Einspritzkondensation ausgeführt, bei welcher der niederzuschlagende Dampf unmittelbar mit dem Kühlwasser gemischt und von ihm aufgenommen wird. Der zweite ebenfalls wichtige, aber nicht immer geforderte Zweck der Kondensation ist die Wiedergewinnung des Speisewassers. Wenn der niedergeschlagene Dampf, das Kondensat, wieder gespeist werden soll, darf der Dampf nicht mit dem Kühlwasser in Berührung kommen, sondern die Kühlwirkung muß vom Kühlwasser an den Dampf durch trennende Kühlflächen hindurch übertragen werden. Das geschieht in den Oberflächenkondensationen. Oberflächenkondensationen sind außerordentlich verbreitet. Für hochbeanspruchte Kessel ist gutes Speisewasser Vorbedingung, und reines Kondensat ist das beste Speisewasser. Abdampf von Kolbenmaschinen muß erst entölt werden, bevor er niedergeschlagen wird; jedoch ist vollkommene Entölung nicht möglich. Abdampf von Dampfturbinen liefert reines Kondensat. Da das Kondensat bei Berührung mit der Luft gierig Sauerstoff aufnimmt, der am Kessel Verrostungen verursacht, ist es wichtig, das Kondensat gasfrei zu erhalten (Gasschutz!). Die frühere Abb. 24 zeigt innerhalb der schematischen Darstellung einer Dampfkraftanlage eine Oberflächenkondensation nebst den zugehörigen Pumpen und dem in der Regel erforderlichen Kühlwerk für die Rückkühlung des Kühlwassers.

Der Druck im Kondensator hängt davon ab, wie tief man den Dampf abkühlt. Nach der Tabelle der gesättigten Wasserdämpfe gehört zu 45° Dampftemperatur der Dampfdruck 0,1 at, zu 36° der Druck 0,06 at, zu 29° der Druck 0,04 at. Die sich aus der Dampftemperatur ergebenden Zahlen für den Kondensatordruck stellen aber nur den bei der jeweiligen Temperatur überhaupt erreichbaren niedrigsten Kondensatordruck dar. Der tatsächliche Kondensatordruck ist höher. Es dringt nämlich immer sowohl durch Undichtheiten wie mit dem Dampf Luft in den Kondensator, und deren Teildruck addiert sich zum Teildruck des Dampfes: Kondensatordruck = Dampfdruck + Luftdruck. Der Teildruck der Luft ist bei guten Kondensatoren gering; er hängt davon ab, wie dicht die Anlage ist und in welchem Maße die Luftpumpe wirkt. Die Luftpumpe ist ein unentbehrlicher Bestandteil jeder Kondensation; pumpt man die ständig eindringende Luft nicht ab, versagt die Kondensation.

Obgleich für die Ausnützung des Dampfes der absolute Kondensatordruck maßgebend ist, ist es gebräuchlicher, an Stelle des absoluten Kondensatordruckes den Unterdruck im Kondensator gegen die Atmosphäre anzugeben. Man kann nämlich den Unterdruck (oder die Luftleere oder das Vakuum) eines Kondensators bequemer messen als den absoluten Druck, z. B. mit einem Federvakuummeter, das den Unterdruck in cm Quecksilbersäule oder in Prozenten angibt, wobei 100% Vakuum = 76 cm QS Unterdruck. Weil bei gleichbleibendem Kondensatordruck der Unterdruck ebenso schwankt, wie der Barometerstand schwankt, so täuscht die alleinige Messung des Unterdruckes. Das ist bei Kolbenmaschinen weniger bedeutsam, weil man bei ihnen höchstens 85 bis 90% Vakuum braucht, ist aber bei Dampfturbinen wohl zu berücksichtigen, bei denen man 92 bis 96% Vakuum und mehr hat.

Beispiel: Der mit dem Barometer gemessene Luftdruck sei 78 cm. Der mit einem Quecksilbervakuummeter gemessene Unterdruck im Kondensator sei 72 cm. Mithin ist der Kondensatordruck $p = 78 - 72 = 6$ cm Quecksilbersäule oder 0,081 at, und das tatsächliche Vakuum, bezogen auf 76 cm Barometerstand, beträgt $\frac{76-6}{76} = 92{,}2\,\%$.

Ohne Berücksichtigung des Barometerstandes würde man das Vakuum höher werten, nämlich $= \frac{72}{76} = 94{,}8\,\%$, und dasselbe zu hohe Vakuum würde ein nach Prozenten geteiltes Vakuummeter angeben. Bei niedrigem Barometerstande erscheint umgekehrt das allein mit dem Vakuummeter gemessene Vakuum zu niedrig. Bei der Angabe des Vakuums in Prozenten ist anzugeben, ob man das Vakuum auf 76 cm Barometerstand, oder auf den jeweiligen Barometerstand oder auf 1 at = 73,6 cm bezieht. Letzteres erscheint am bequemsten, weil dann z. B. 80% Vakuum genau 0,2 at Kondensatordruck

bedeuten. Abb. 140 zeigt ein Quecksilbervakuummeter in Verbindung mit einem Barometer. Der Kondensatordruck läßt sich mit Berücksichtigung des Barometerstandes in einfacher Weise dadurch bestimmen, daß man den Nullpunkt des Meßschiebers auf den Barometerstand einstellt und die Differenz zwischen Barometerstand und Vakuummeterstand abliest.

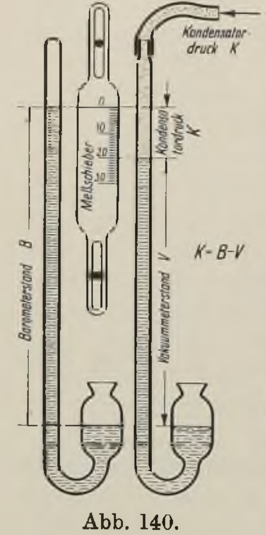


Abb. 140.

Der Kühlwasserbedarf einer Kondensation ist beträchtlich. Im niederzuschlagenden Dampfe ist ja noch der größte Teil seiner Erzeugungswärme enthalten. Man kann den Wärmeinhalt des Dampfes nach normaler Expansion mit etwa 580 kcal/kg ansetzen (vgl. die *is*-Tafel, Abb. 17 oder 18), so daß das Kühlwasser, wenn der Dampf auf 40° abgekühlt wird, 540 kcal/kg aufzunehmen hat. Ist der Dampf nur wenig entspannt, so enthält er weit über 600 kcal. Häufig rechnet man, daß das Kühlwasser, um 1 kg Dampf niederzuschlagen, rd. 600 kcal aufzunehmen hat. Soll nun das Kühlwasser, wie es bei Dampfturbinen üblich ist, nur um 10° erwärmt werden, so nimmt 1 kg Kühlwasser 10 kcal auf, und man braucht $\frac{600}{10} = 60$ mal soviel Kühlwasser wie Speisewasser. Läßt man 15° Erwärmung des Kühlwassers zu, so braucht man 40 mal, bei 20° Erwärmung 30 mal soviel Kühlwasser wie Speisewasser. Mit ein und derselben Kühlwassermenge erzielt man selbstverständlich ein um so höheres Vakuum, je kälter das Kühlwasser ist; bei der Mischkondensation braucht man für dieselbe Kühlwirkung weniger Wasser als bei der Oberflächenkondensation, bei der für den Wärmedurchgang durch die Kühlfläche ein Temperaturgefälle von 5° und mehr erforderlich ist. Abb. 141 zeigt auf Grund von Versuchen[1] an einer Dampfturbinenoberflächenkondensation, wie sich die Luftleere mit der Kühlwassermenge und der Kühlwassereintrittstemperatur ändert. Die günstigsten Verhältnisse hat man, wenn man z. B. aus einem

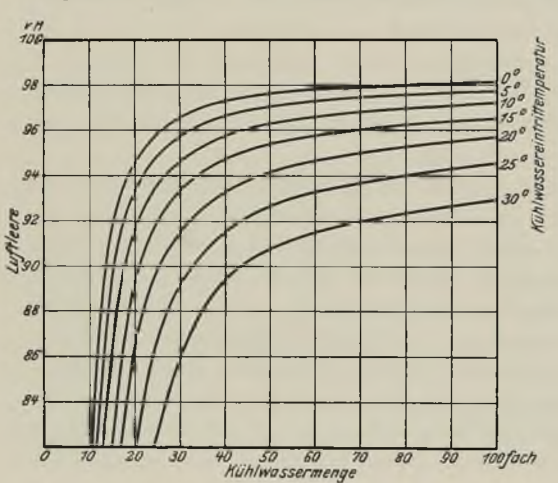


Abb. 141. Erzeugte Luftleere in Abhängigkeit von der Kühlwassermenge und -Eintrittstemperatur.

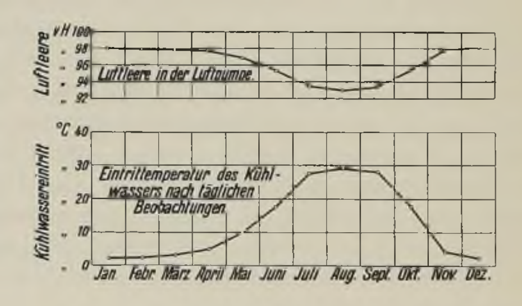


Abb. 142.

Flusse dauernd frisches Kühlwasser entnehmen kann. Abb. 142 zeigt, wie sich bei einem an einem Kanal gelegenen Dampfturbinenkraftwerke im Laufe eines Jahres Kühlwassereintrittstemperatur und erzeugte Luftleere verhalten haben. Die Luftleere war in den kalten Monaten 98 %, in den heißen 93 %. Im Jahresdurchschnitt kann man bei frischem Kühlwasser die Eintrittstemperatur mit 13° und die erzeugte Luftleere mit 96 % annehmen. Das frische Kühlwasser wird dem Flusse durch eine Heberleitung entnommen, so daß die Kühlwasserpumpe nur die Strömungswiderstände zu überwinden hat. Daß frisches Kühlwasser zur Verfügung steht, ist aber — abgesehen von Schiffsanlagen,

[1] Guilleaume: Die Wärmeausnützung neuerer Dampfkraftwerke. Z.V. d. I. 1915, S. 301.

Anlagen an Flüssen — selten; meist muß das Kühlwasser im Kreislauf verwendet und durch ein Kühlwerk rückgekühlt werden.

Dann ist bei uns im Jahresmittel die Eintrittstemperatur des rückgekühlten Wassers 27° und die erzeugte Luftleere etwa 92%. Ferner ist der Kraftbedarf der Kondensation erheblich höher, weil das Kühlwasser auf den Kühlturm zu heben ist. Dampfturbinenkondensationen mit Rückkühlanlagen haben einen gesamten Kraftbedarf von etwa 3% der vollen Turbinenleistung, während Kondensationen, die mit frischem Kühlwasser arbeiten, nur 1½ bis 2% brauchen.

Welchen Einfluß die Höhe des Vakuums auf die Dampfersparnis hat, ist sehr verschieden zu beurteilen, je nachdem, ob es sich um Kolbenmaschinen oder Dampfturbinen handelt. Bei Kolbenmaschinen ergibt sich je nach den besonderen Verhältnissen bald eine zwischen 80 und 90% liegende Grenze für die Höhe des Vakuums, die zu überschreiten unwirtschaftlich ist, weil der Mehraufwand für die Anlage und die Erhöhung der Betriebskosten den Gewinn aufzehren. Bei Dampfturbinen aber, in denen der Dampf beinahe bis zur Kondensatorspannung Arbeit verrichtend expandiert, erstrebt man sehr hohes Vakuum. Man rechnet, daß eine Erhöhung des Vakuums um 1% eine Ersparnis an Frischdampf von 1,6% bedeutet, sofern die Dampfturbine so gebaut ist, daß sie das höhere Vakuum auszunützen vermag.

Ursprünglich baute man nur Einzelkondensationen. Das waren Einspritzkondensationen, die mit der Dampfmaschine, deren Dampf sie niederschlugen, konstruktiv verbunden waren und unter oder über Flur aufgestellt wurden. Bei großen Anlagen mit vielen Kolbenmaschinen baute man dann Zentralkondensationen, denen man den Dampf der einzelnen Maschinen durch eine gemeinsame Vakuumleitung zuführte. Bei Dampfturbinen dagegen ist man wieder zur Einzelkondensation zurückgekehrt. Um den Dampf auf kürzestem Wege zur Kondensation zu führen, legt man den Kondensator unter die Dampfturbine.

91. **Misch- oder Einspritzkondensationen.** Abb. 143 (Balcke) zeigt die älteste und einfachste Form einer Mischkondensation. Kondensator, Warmwasserpumpe und Luft-

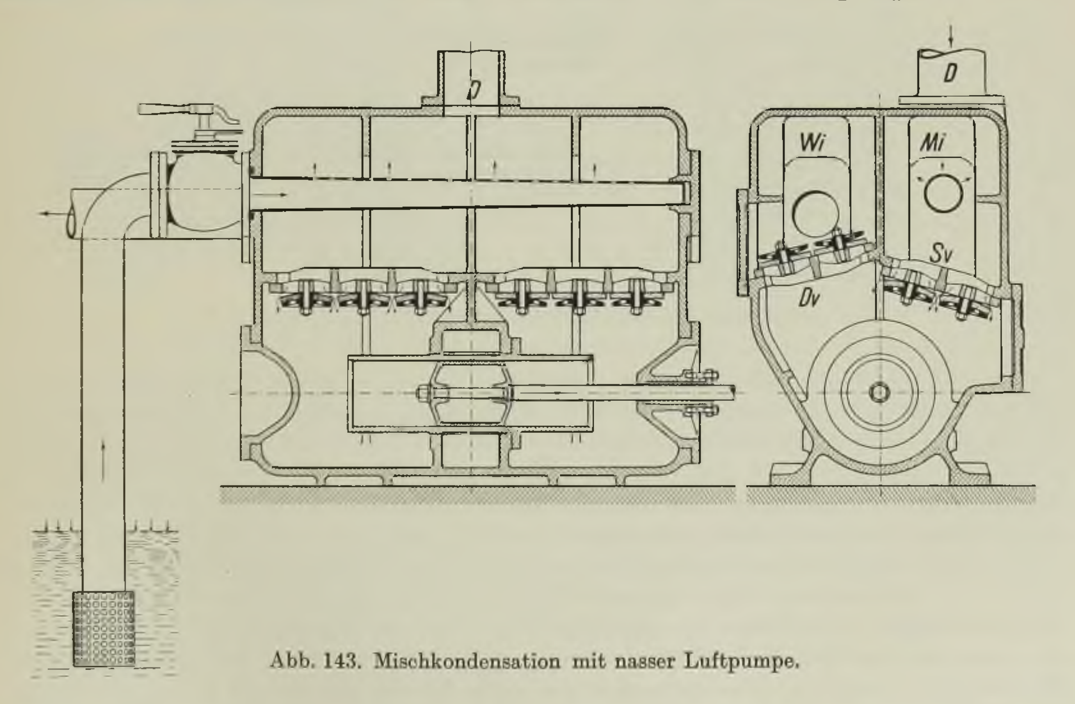


Abb. 143. Mischkondensation mit nasser Luftpumpe.

pumpe sind konstruktiv vereinigt, und die Pumpe wird unmittelbar von der Dampfmaschine angetrieben, deren Dampf niedergeschlagen werden soll. Der Abdampf tritt

durch die Leitung D in den Mischraum Mi, in den das Kühlwasser, der Menge nach durch einen Drosselhahn einstellbar, durch die Atmosphäre hineingedrückt und durch ein oben siebartig durchlöchertes Rohr dem Abdampf entgegengespritzt wird. Das warm gewordene Kühlwasser nebst dem Kondensat, sowie die durch Undichtheiten und mit dem Kühlwasser eingedrungene Luft ist aus dem Kondensator in die Atmosphäre zu pumpen. Das tut die im Unterteil des Maschinenkörpers angeordnete Luftpumpe, die mit Kolben und Laufbüchse aus Rotguß ausgerüstet ist. Sie heißt, weil sie sowohl Wasser als Luft pumpt, nasse Luftpumpe. Ihr Hubvolumen ist 4 bis 5mal größer, als es für die Förderung des Wassers allein erforderlich wäre. Infolgedessen saugt die Pumpe durch die Saugventile Sv außer dem Wasser ein mehrfach größeres Volumen Dampfluftgemisch an und drückt es durch die Druckventile in den Windkessel Wi und durch die anschließende Druckleitung in die Atmosphäre. Die Ventile sind mit Gummiklappen ausgerüstet.

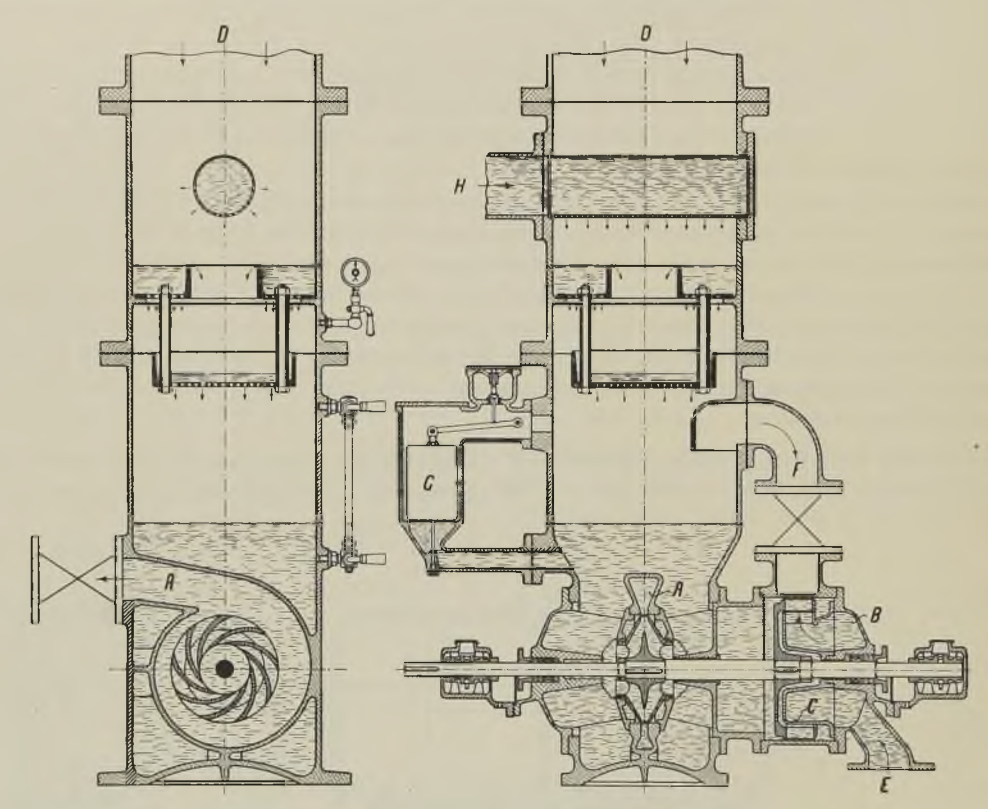


Abb. 144. Mischkondensation mit rotierenden Pumpen.

Abb. 144 (Balcke) zeigt eine mit rotierenden Pumpen ausgerüstete Mischkondensation neuerer Bauart, die für Dampfturbinen, für Kolbenkompressoren usw. angewendet worden ist. Sie hat unabhängigen Antrieb, und zwar entweder durch einen Elektromotor oder durch eine kleine Dampfturbine. Die Pumpen sind getrennt; das warme Wasser wird durch die Kreiselpumpe A abgepumpt, die Luft durch die rotierende Luftpumpe C der in Ziffer 94 besprochenen Bauart Westinghouse-Leblanc. Der Abdampf tritt oben ein und mischt sich mit dem Kühlwasser, das durch das Vakuum des Kondensators angesaugt wird und durch eine Brause sowie über mehrere Überfälle niederrieselt. Sollte die Warmwasserpumpe versagen, so hebt das ansteigende Wasser den Schwimmer G des Vakuumbrechers, der dann ein Lufteinlaßventil öffnet, infolgedessen das Vakuum verschwindet und der Wasserzufluß aufhört. Die Luft wird oberhalb des Wasserspiegels durch das Rohr F abgesaugt und der Luftpumpe zugeführt. Abb. 145 zeigt den Kondensator einer Mischkondensation neuerer Bauart der MAN. Das Kühlwasser strömt durch eine doppelte

Ringdüse ein, fällt gegen konzentrische Leitflächen und rieselt über mehrfache Einbauten nieder. Der Dampf schlägt sich an den entstehenden konzentrischen Wasserschleiern nieder. Neben dem Kondensator sind die zur Kondensation gehörigen Pumpen nebst Zubehör aufgestellt, nämlich eine Warmwasserpumpe und eine zweite Pumpe, die einer die Luft aus dem Kondensator absaugenden Wasserstrahldüse das Betriebswasser zudrückt (vgl. Ziffer 94).

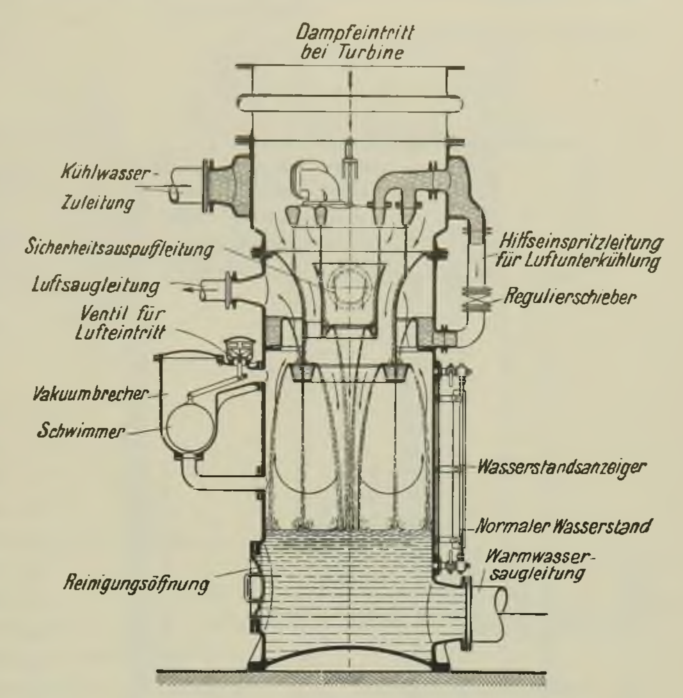


Abb. 145. Mischkondensator (MAN).

Abb. 146 (Balcke) stellt schematisch eine sogenannte Gegenstrommischkondensation mit hochliegendem Kondensator dar, welche von Weiß angegeben worden ist, und die sich insbesondere für Walzenzugmaschinen und Fördermaschinen bewährt hat. Das Kühlwasser wird in den Kondensator hineingepumpt und fließt dem Dampf entgegen. Die Luft wird an der kältesten Stelle des Kondensators abgesaugt, wo sie, weil dort ihr Teildruck am größten ist, am dichtesten ist. Der Abdampf wird, ehe er in den Kondensator tritt, entölt. Der Kondensator liegt so hoch, daß das Ölwasser und das warme Kühlwasser nebst dem Kondensat durch den Druck der Flüssigkeitssäule, vermehrt um den Kondensatordruck, in die Atmosphäre austreten. Liegt das Kühlwerk tief, so kann ihm das warme Wasser mit eignem Gefälle zulaufen; andernfalls ist eine weitere Pumpe nötig, um das warme Wasser auf den Kühlturm zu pumpen. Die Luft wird durch eine rotierende Pumpe abgepumpt (vgl. Ziffer 94).

92. Oberflächenkondensationen. Wie die Oberflächenkondensation in ein Dampfkraftwerk eingegliedert ist, war in der früheren Abb. 24 dargestellt. Der Oberflächenkondensator (Abb. 147) selbst ist ein Kessel, der von vielen Messingrohren durchzogen ist, die etwa 25 mm lichten Durchmesser und ¾ oder 1 mm Wanddicke haben. Diese Messingröhren, die vom Kühlwasser durchflossen werden, liegen in den starken Stirnwänden des Kessels und sind gegen das Kühlwasser durch Stopfbüchsen oder durch Gummiringe abgedichtet, oder sie sind nur eingewalzt. Meist werden die Kühlrohre noch durch eine Mittelwand abgestützt. Die Rohrleitungen für den Zufluß und den Abfluß des Kühlwassers münden entweder in besondern Wasserkammern, oder sie sind unmittelbar an den Deckeln der Kondensatoren befestigt. In letztgenanntem Falle muß man also die Kühlwasserleitung lösen, wenn man die Deckel entfernt, um die Kühlrohre zu reinigen. Man führt das Kühlwasser in 2 oder 3 oder 4 Wegen durch den Kondensator, was man durch entsprechende Scheidewände in den Deckeln oder Wasserkammern erreicht. Die Kondensatoren werden meist liegend angeordnet; stehende Kondensatoren können oben offen sein, wenn das Wasser mit Gefälle zum Kühlwerk abfließen kann.

Die Abb. 148 zeigt schematisch einen Oberflächenkondensator der MAN besonderer Bauart, die für schmutziges Kühlwasser bestimmt ist. Das Kühlwasser macht 4 Wege. Der Zufluß sowohl wie der Abfluß des Kühlwassers ist gegabelt und jeder Strang ist durch eine Drosselklappe abstellbar. Schließt man die Drosselklappe *a*, so sind die Rohrgruppen *V* und *VI* gegen den Kühlwasserstrom gesperrt; die Rohrgruppen *I* und *II* werden dafür

stärker gespült als gewöhnlich. Schließt man Drosselklappe *b*, so werden die Rohrgruppen *V* und *VI* stärker gespült usw. Man will durch diese Anordnung (Patent Hülsmeyer), bei dem man also im Betriebe immer ein Viertel der Rohre stärker spülen kann, den Schmutz

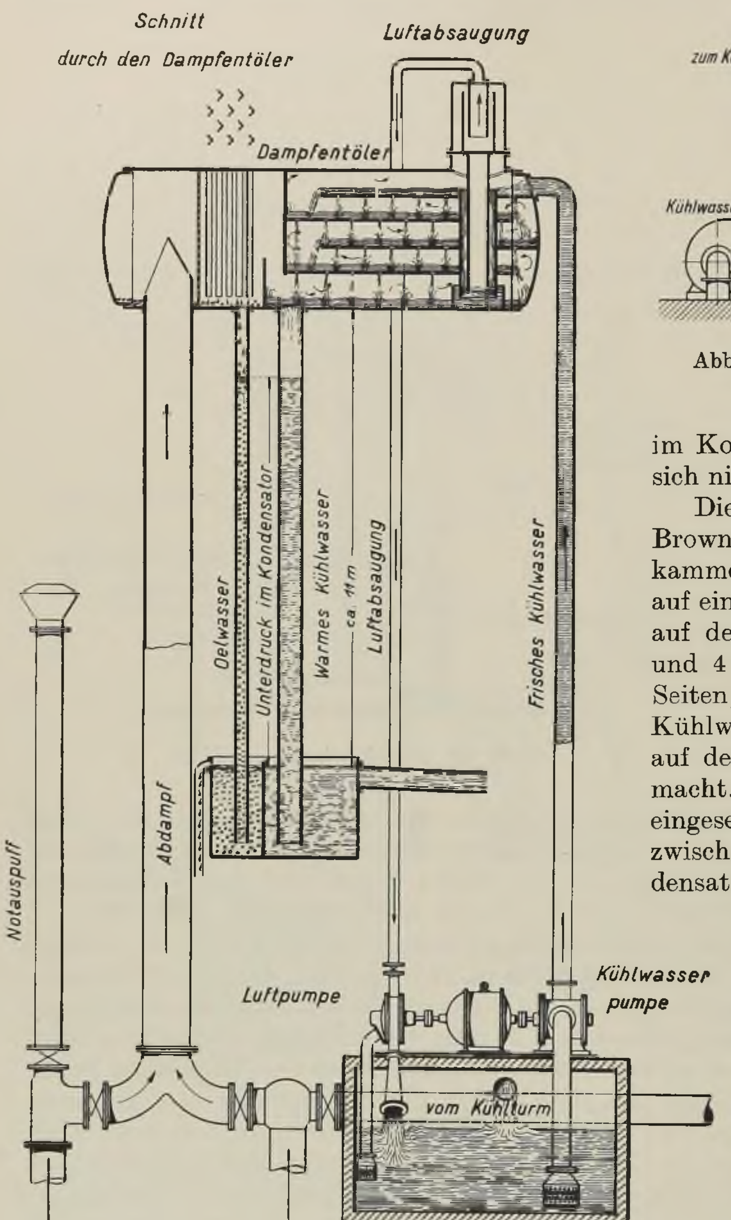


Abb. 146. Gegenstrommischkondensation mit hochliegendem Kondensator.

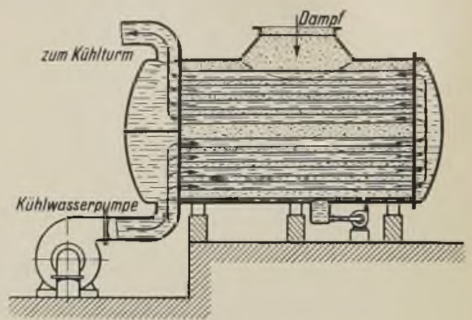


Abb. 147. Schema eines Oberflächenkondensators.

im Kondensator fortreißen, damit er sich nicht ansetzt.

Die Oberflächenkondensatoren von Brown, Boveri & Co. sind mit Wasserkammern ausgerüstet, entweder nur auf einer Seite, wobei das Kühlwasser auf derselben Seite zu- und abfließt und 4 Wege macht, oder auf beiden Seiten, wie in Abb. 149, wobei das Kühlwasser auf der einen Seite zu, auf der andern abfließt und 3 Wege macht. Die Kühlrohre sind V-förmig eingesetzt, damit der Dampf bequem zwischen die Rohre tritt. Der Kondensator wird als sogenannter Dauerbetriebskondensator so ausgeführt, daß die Wasserkammern durch eine senkrechte Wand geteilt sind, und der Kondensator in bezug auf den Kühlwasserstrom in zwei parallele Hälften geschieden ist, deren jede ihren eigenen Kühlwasserzufluß und -abfluß hat. Sperrt man auf der einen Hälfte den Kühlwasserstrom ab, so kann man die Halbdeckel dieser Hälfte umklappen und die eine Kühlrohrhälfte chemisch (mit 3%iger Salzsäure) oder mit Bürsten reinigen, während die andere Kondensatorhälfte im Betriebe bleibt. Alle Kühlrohre werden von Dampf umspült; der Dampf strömt aber hauptsächlich nach den vom Wasser durchströmten Rohren, an denen er sich niederschlägt. Die Kondensatorwirkung ist herabgesetzt, aber weniger als auf die Hälfte; das Vakuum läßt 2 bis 3% nach.

Es ist üblich, die Kühlrohre der liegenden Kondensatoren in wagerechten, gegeneinander versetzten Reihen anzuordnen. Dabei fällt das an den oberen Rohren gebildete Kon-

densat senkrecht auf die darunter liegenden Rohre und hüllt sie ein. Infolgedessen ist der Wärmeübergang geringer, als wenn der Dampf unmittelbar die Rohre berührt.

Die Maschinenbau A. G. Balcke verwendet deshalb neuerdings die Bauart Ginabat[1] (Abb. 150), bei der die Kühlrohre so angerodnet sind, daß sie von dem herabfallenden

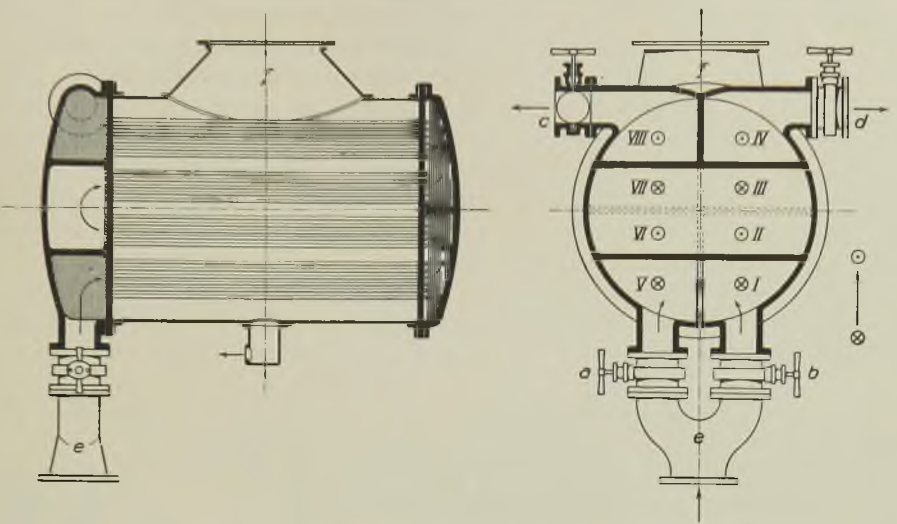


Abb. 148. Oberflächenkondensator Bauart Hülsmeyer (MAN).

Kondensat tangential getroffen werden. Das hat zur Folge, daß die Kühlrohre nur zu einem Viertel vom Kondensat eingehüllt werden. Gleichzeitig wird dadurch die Ablaufgeschwindigkeit des Kondensats vergrößert. Durch besondere Ablaufbleche wird das Kondensat so geleitet, daß es mit andern Kühlrohrgruppen gar nicht in Berührung kommt. Der Dampf trifft hauptsächlich die kondensatfreien Rohrflächen, so daß der Wärmeübergang besonders wirkungsvoll ist. Einen weiteren Vorteil bietet die Anordnung der einzelnen Kühlrohrgruppen, die infolge ihrer geringen Dicke in der Strömungsrichtung dem Dampfstrom nur geringen Widerstand bieten.

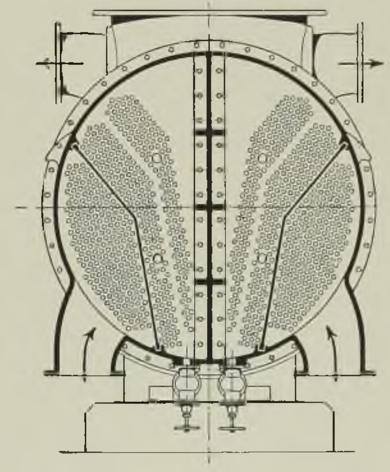


Abb. 149. Dauerbetriebskondensator der BBC.

Außer den im vorigen dargestellten Kesselkondensatoren, bei denen das Kühlwasser durch die Kühlrohre fließt, hat man auch Oberflächenkondensatoren, bei denen der niederzuschlagende Dampf durch Kühlrohrschlangen strömt. Die Kühlschlangen werden durch das Kühlwasser berieselt, wobei man wegen der auftretenden kräftigen Verdunstungswirkung verhältnismäßig wenig Kühlwasser braucht. Solche „Berieselungskondensatoren“ findet man insbesondere bei Kälteerzeugungsanlagen. Vgl. Abschnitt XXIV.

93. Die Reinigung der Oberflächenkondensatoren. Im Laufe der Zeit verkrusten die Kühlrohre durch Stein- und Schmutzansatz. Infolge des verschlechterten Wärmeüberganges sinkt die Kühlleistung des Kondensators, das Vakuum geht herab und der Dampfverbrauch steigt erheblich. Es ist dann nötig, den Kondensator zu reinigen, indem man den Steinansatz aus den Kühlrohren mechanisch (mittels schabender Bürsten oder durch Ausbohren) oder chemisch (mittels stark verdünnter Salzsäure) entfernt. Die Reinigung muß sehr vorsichtig vorgenommen werden, damit die dünnwandigen messingnen Rohre nicht mehr, als unvermeidbar ist, leiden.

[1] Vgl. Z.V.d.I. 1924, S. 1121.

Um überhaupt den Steinansatz in den Kondensatorrohren zu verhüten, baut die Maschinenbau-A.-G. Balcke „Impfanlagen“, die bei Kondensationen, deren Kühlwasser rückgekühlt wird, angewendet werden, und in denen dem Zusatzkühlwasser[1] verdünnte Salzsäure beigemischt wird. Im rohen Wasser sind als Steinbildner hauptsächlich Karbonate und Sulfate von Kalzium und Magnesium enthalten[2]. Die Karbonate sind im Wasser als doppeltkohlensaure Salze gelöst; diese zersetzen sich, wenn das Wasser erwärmt wird, unter Ausscheidung von Kohlensäure, und die kohlensauren Salze fallen aus und bilden Stein, der sich besonders dort ansetzt, wo der Kondensator am heißesten ist. Die Sulfate dagegen, die bei der Verdampfung des Wassers als Kesselstein ausscheiden, bleiben bei den im Kondensator in Frage kommenden Temperaturen im Wasser gelöst und fallen erst aus, wenn das Wasser gesättigt ist. Die beim „Impfen“ dem rohen Wasser zugesetzte Salzsäure wirkt nur auf die Karbonate und verwandelt sie in Chlorkalzium und Chlormagnesium, die im Wasser außerordentlich löslich sind und nicht ausfallen, wenn sie im Kondensator erwärmt werden. Damit nicht freie Salzsäure auftritt, wird nur so viel Salzsäure beigegeben, daß ein Rest der Karbonate unzersetzt bleibt. Damit sich das umlaufende Kühlwasser mit Sulfaten und Chloriden nur bis zu einem gewissen un-

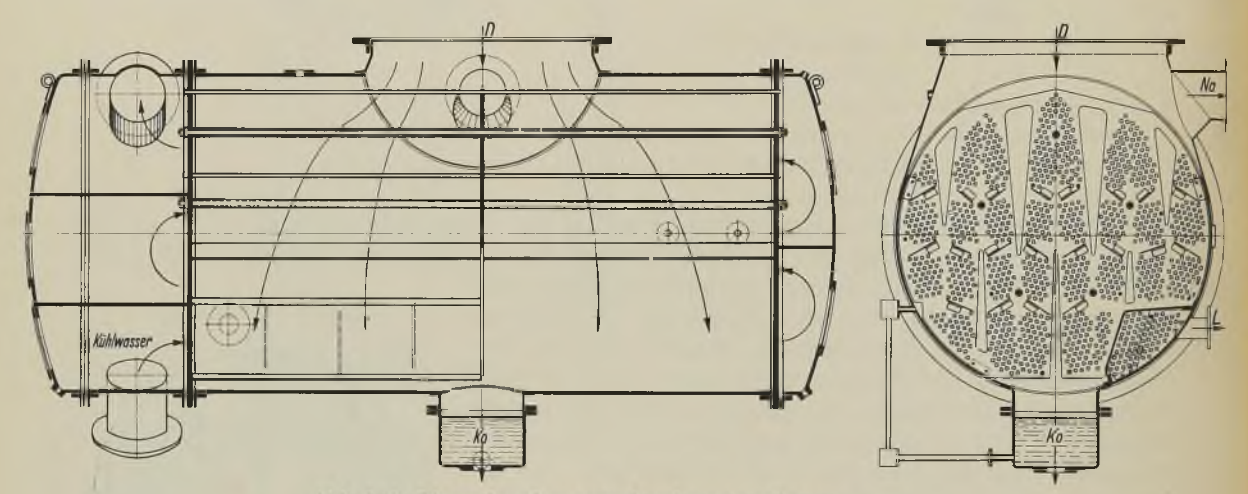


Abb. 150. Liegender Querstromkondensator (Bauart Ginabat).

schädlichen Grade anreichert, wird dem Kühlwasser mehr Wasser zugesetzt, als verdunstet. Das verdunstende Kühlwasser läßt ja seinen Gehalt an Sulfaten und Chloriden im umlaufenden Kühlwasser zurück, so daß es im Verhältnis zum frisch zufließenden Rohwasser angereichert wird. Indem man aber vom umlaufenden, etwas angereicherten Kühlwasser ein wenig abzapft, hält man die Anreicherung in gewissen Grenzen. Man rechnet als Ersatz für das verdunstende Wasser 1,5% der umlaufenden, das 60fache der Speisewassermenge betragenden Kühlwassermenge, setzt aber 2,5%, d. h. 1% mehr zu, welch überschüssige Menge abzuzapfen ist.

Abb. 151 zeigt die Impfanlage schematisch. Das zuzusetzende Rohwasser fließt aus dem Behälter *a*, dessen Überflutung der Schwimmer *b* verhindert, durch die Düse *c* in die Mischvorrichtung *d*. Die Salzsäure wird aus der Vorratflasche in die Druckbirne *f* gefüllt und aus dieser mittels Druckluft in den hochstehenden Anrichtebehälter *h* gedrückt, wo sie mit Wasser verdünnt wird. Die verdünnte Salzsäure fließt in den Behälter *i*, in welchem der Säurestand durch ein Schwimmerventil gehalten wird, und von hier zum Heberbehälter *k*. Es ist nun die Salzsäure im richtigen Verhältnis zum zuströmenden Rohwasser zuzusetzen. Das wird erreicht, indem das Heberrohr *l*, das die Salzsäure zusetzt, mit dem Schwimmer *m* im Rohwasserbehälter verbunden ist und so gehoben und gesenkt wird, daß das Mischungsverhältnis erhalten bleibt. Rohwasser und verdünnte Salzsäure

[1] Vgl. Ziffer 96. [2] Vgl. das über die Reinigung des Speisewassers Gesagte, Ziffer 52.

mischen sich im Mischbehälter *d* und dem darunter liegenden Rieselwerk, das die sich bildende Kohlensäure abscheidet. Die abgeschiedene Kohlensäure wird durch einen Ventilator abgesaugt. Das geimpfte Wasser fließt zum Kühlwasserbehälter. Das überschüssig zugesetzte Wasser wird bei *A* abgezogen. Bleibt das Rohwasser aus, so fällt der Schwimmer *m* und der Säurezufluß wird abgesperrt. Im Strom des geimpften Wassers liegen die Elektroden einer elektrischen Alarmvorrichtung, die wirkt, wenn freie Säure im Wasser auftritt und die Leitfähigkeit des Wassers erhöht.

94. Die Pumpen der Kondensationen. Bei jeder Kondensation ist das warme Kühlwasser abzuführen und kaltes zuzuführen, ferner ist das Kondensat und die in die Kondensation eingedrungene Luft abzupumpen, und schließlich ist bei Kolbenmaschinenanlagen, deren Abdampf entölt werden muß, das Ölwasser abzupumpen. Bei kleinen

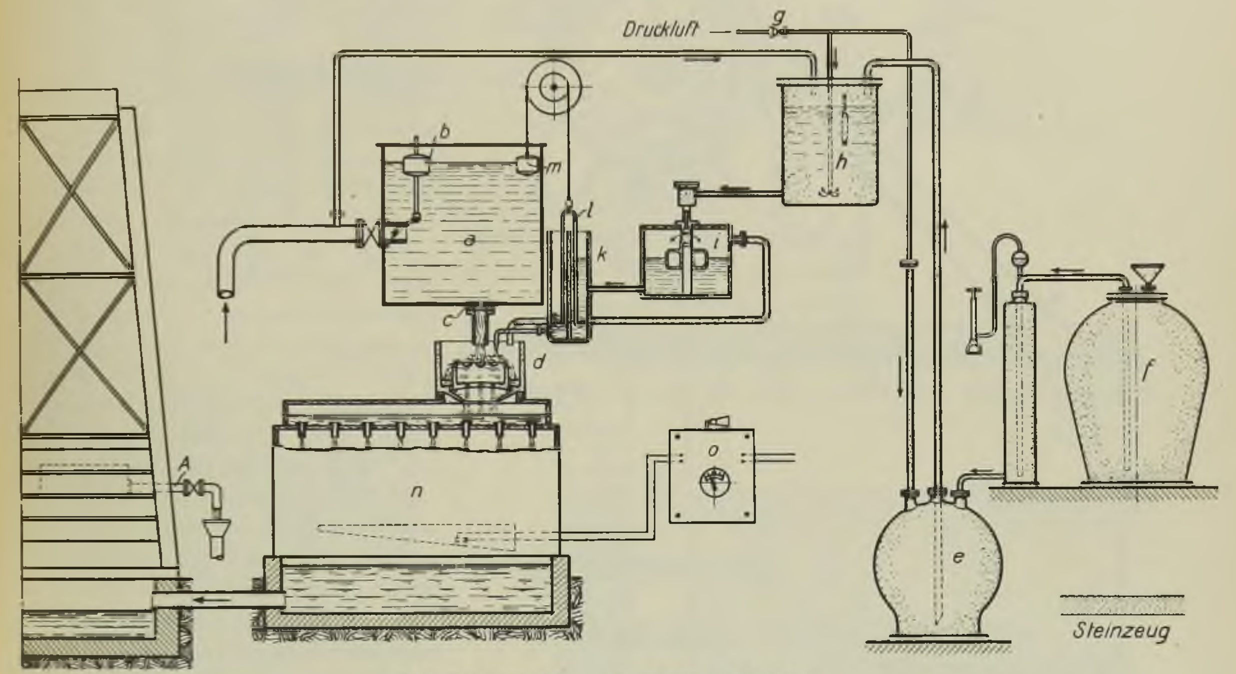


Abb. 151. Kühlwasserimpfanlage (Balcke).

Mischkondensationen verzichtet man darauf, den Abdampf zu entölen. Bei der in der Abb. 143 dargestellten Mischkondensation einfachster Art mit nasser Luftpumpe pumpt ein und dieselbe Pumpe sowohl das warme Kühlwasser wie das Kondensat und die Luft ab. Bei Oberflächenkondensationen braucht man dafür immer drei Pumpen: die Kühlwasserpumpe, die das Kühlwasser durch den Kondensator pumpt, eine besondere Luftpumpe und eine besondere Kondensatpumpe. Als vierte Pumpe tritt, wenn Abdampf von Kolbenmaschinen niedergeschlagen wird, die Ölwasserpumpe hinzu.

Ursprünglich verwandte man nur Kolbenpumpen. Bei den Luftpumpen, die das Dampfluftgemisch von Kondensatorspannung in die Atmosphäre drücken, handelt es sich um hohe Verdichtungen, 1:10 und mehr, je nach dem Vakuum. Um bei trockenen Kolbenluftpumpen trotzdem hohen volumetrischen Wirkungsgrad[1] zu erhalten, werden die Steuerungen mit Druckausgleich ausgeführt, derart, daß bei Hubbeginn die im schädlichen Raume der einen Zylinderseite befindliche Luft von atmosphärischer Spannung zur andern Seite überströmt, so daß der Anfangsdruck der Kompression wesentlich erhöht wird. Allerdings wird dadurch auch der Kraftverbrauch wesentlich höher. Auch zweistufige Kompression wird angewendet.

[1] Vgl. Ziffer 185.

Durch die schnelle Einführung der Dampfturbinen erhielt die Entwicklung der Kondensation, die für die Dampfturbine von besonderer Bedeutung ist, einen mächtigen Anstoß. Es hieß, hohes Vakuum und große Pumpenleistungen auf kleinem Raume unterbringen. Die Aufgabe wurde gelöst, indem die Luftpumpe als rotierende oder als Strahlpumpe ausgebildet wurde und Kühlwasser-, Kondensat- und gegebenenfalls Ölwasserpumpe als Kreiselpumpen ausgeführt wurden, die nebst der rotierenden Luftpumpe gemeinsam durch einen Elektromotor oder durch eine Hilfsdampfturbine angetrieben werden.

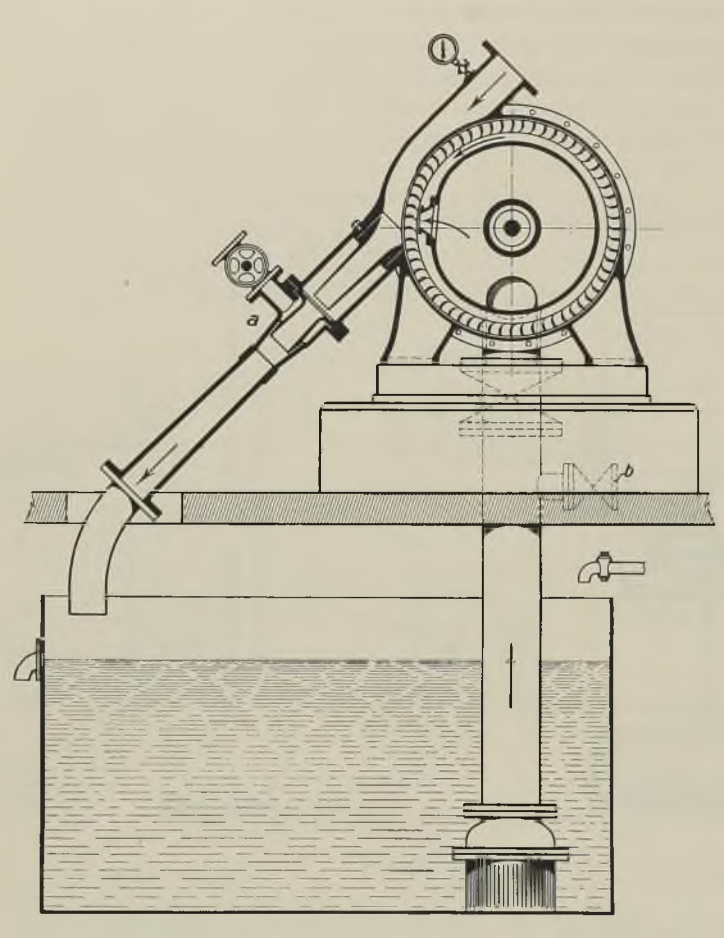


Abb. 152. Schleuderluftpumpe nach Westinghouse-Leblanc.

Die rotierenden Luftpumpen können selbstverständlich das sehr dünne Dampfluftgemisch nicht unmittelbar verdichten, sondern sie wirken mit Hilfe von Wasser, das sie ansaugen und wieder abschleudern. Da sich der Dampf am Wasser niederschlägt, ist nur Luft zu fördern; die im Schleuderwasser niedergeschlagene Dampfmenge geht mit dem Schleuderwasser, sofern es nicht im Kreislauf verwendet wird, verloren. Abb. 152 (Balcke) zeigt die Schleuderluftpumpe von Westinghouse-Leblanc, welche die erste rotierende Luftpumpe war und ihre Aufgabe mit vorzüglichem Erfolge erfüllt. Das Schleuderrad, das teilweise beaufschlagt ist, saugt das Schleuderwasser aus einem Behälter an und wirft es durch einen ejektorartigen Rohrstrang wieder in diesen zurück. Weil sich das Schleuderwasser erwärmt, läßt man dauernd etwas warmes Wasser ab- und kaltes zufließen. Die Wirkung der Luftpumpe ist teils Ejektorwirkung, teils beruht sie darauf, daß das Wasser scheibenartig abgeworfen wird, und die vor dem Rade stehende Luft zwischen den Scheiben eingeschlossen und mitgenommen wird. Beim Anlassen wird Vakuum durch Dampf (*a*) oder Druckwasser (*b*) erzeugt. Der Saugkorb hat Fußventil.

Aus der Abb. 153, welche die Pumpenanlage einer Kondensation von Brown, Boveri & Co. darstellt, ist die Anordnung einer Wasserstrahlluftpumpe zu ersehen. Das Druckwasser für die Strahlpumpe wird von einer besonderen Pumpe *d* geliefert, die aus der Kühlwasserpumpe *c* vorgepreßtes Wasser entnimmt. *f* ist die Kondensatpumpe. Die MAN, auch die Maschinenfabrik A. G. Balcke verwendet Wasserstrahlpumpen nach P. H. Müller, deren Betriebswasser meist der Kühlwasserpumpe entnommen werden kann. In den letzten Jahren sind in zunehmendem Maße Dampfstrahlluftpumpen eingeführt. Abb. 154 zeigt die Dampfstrahlpumpe der Maschinenbau A. G. Balcke. Sie besteht aus zwei hintereinander geschalteten Strahlapparaten, die auf einem mit einem Vorwärmer kombinierten Zwischenkondensator angeordnet sind. Die Verdichtung der

Luft ist zweistufig. Der durch die Düse des ersten Strahlapparates strömende Dampf verdichtet die mitgerissene Luft auf einen noch unter der äußeren Atmosphäre liegenden Druck. Der zweite Strahlapparat verdichtet die vorverdichtete Luft auf den Enddruck.

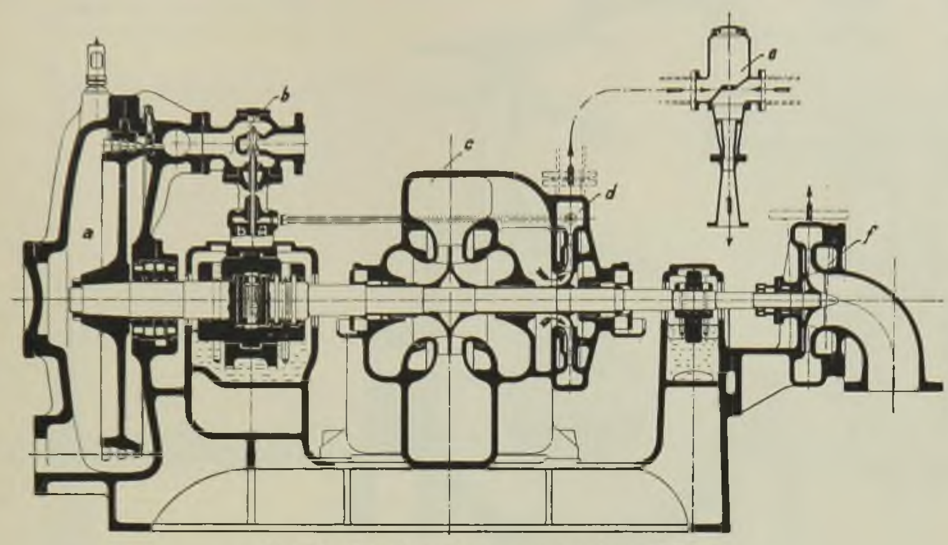


Abb. 153. Kondensationspumpenanlage (BBC).

Der Dampf des Dampfluftgemisches der ersten Stufe wird vorher im Zwischenkondensator niedergeschlagen, um der zweiten Stufe nur die Luft zuzuführen und sie dadurch zu entlasten. Das Dampfluftgemisch der zweiten Stufe wird zur Ausnutzung der noch vorhandenen Dampfwärme durch den Vorwärmer geleitet.

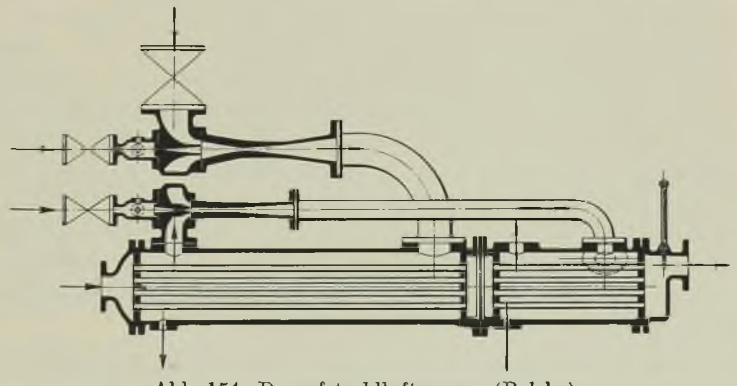


Abb. 154. Dampfstrahlluftpumpe (Balcke).

95. Der Antrieb der rotierenden Kondensationspumpen. Bei Frischdampfturbinen erfordert der Kondensationsantrieb 3% und mehr der vollen Turbinenleistung, bei Abdampfturbinen über doppelt so viel. In Frage kommen elektrischer Antrieb und Antrieb durch eine Hilfsturbine. Der elektrische Antrieb ist an und für sich vorteilhafter, weil er wirtschaftlicher ist, und weil man eine für die Konstruktion der Pumpen günstige Drehzahl wählen kann; aber er versagt, wenn der Strom ausbleibt. Deshalb ist trotz der Unwirtschaftlichkeit der Antrieb durch eine Hilfsturbine häufiger, die ihren Abdampf in den Niederdruckteil der Hauptturbine auspuffen läßt, der entsprechend der nicht unerheblichen zusätzlichen Dampfmenge zu bemessen ist. Da dieser Abdampf die Hauptturbine, wenn sie schwach belastet ist, zu stark treiben würde, so muß er gegebenenfalls durch eine selbsttätige Umschaltung in die Kondensation oder ins Freie geleitet werden. Brown, Boveri & Co. bauen gemischten Antrieb durch Elektromotor und Hilfsturbine mit selbsttätiger Umschaltung. Weil für die Hilfsturbine eine viel höhere Drehzahl zweckmäßig ist, als für die Pumpen, ist man dazu übergegangen, die Pumpen durch eine sehr schnell laufende Hilfsturbine mittels Räderübersetzung anzutreiben.

Die Hilfsturbine wird in der Regel durch einen Fliehkraftregler geregelt. Brown, Boveri & Co. regeln auf gleichbleibenden Druck vor der Wasserdüse. Dieser Druck wird

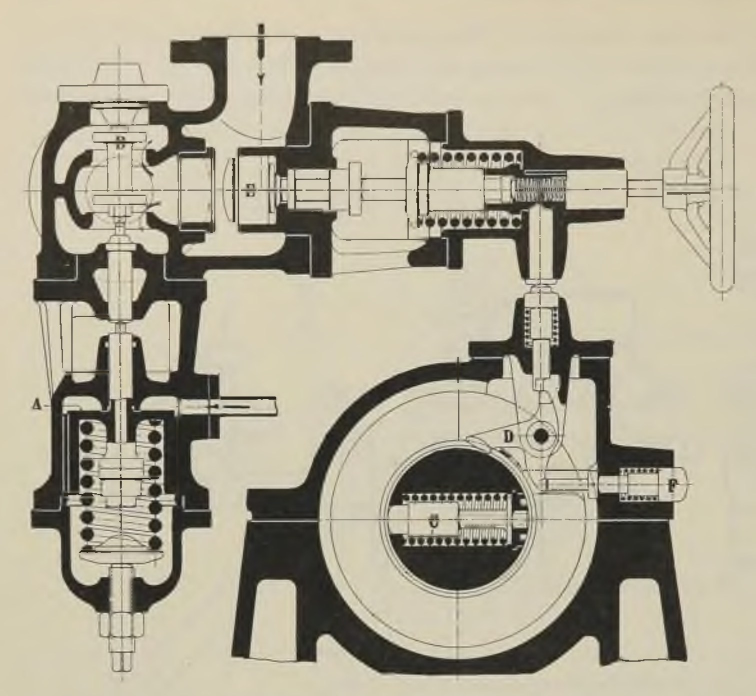


Abb. 155. Reglung der die Kondensationspumpen antreibenden Hilfsturbine (BBC).

der das Strahlwasser erzeugenden Pumpe *d* (Abb. 153) entnommen und über einen Kolben oder eine Membran *A* (Abb. 155) geleitet, die auf der anderen Seite durch eine Feder belastet ist und das Dampfeinlaßventil *B* verstellt, so daß bei fallendem Wasserdruck das Dampfeinlaßventil mehr Dampf einströmen läßt und die Turbine auf höhere Drehzahl getrieben wird. Wird die Drehzahl zu hoch, so schlägt der Sicherheitsregler[1] *C* aus und dreht den Hebel *D*, wodurch die Sperrung des Ventils *E* ausgeklinkt und die Dampfzufuhr zur Turbine unterbrochen wird. In derselben Weise werden übrigens die Turbokesselspeisepumpen geregelt.

96. Die Wasserrückkühlanlagen. Obwohl die Verwendung frischen Wassers für die Kondensationen viel vorteilhafter ist[2] — bei Damfpturbinenoberflächenkondensationen erreicht man 4 % höheres Vakuum und braucht für den Antrieb der Kondensationspumpen nur die halbe Kraft, was beides zusammen 7 bis 8 % Dampfersparnis bedingt — ist man in der Regel gezwungen, das Kühlwasser im Kreislauf zu verwenden und durch ein Kühlwerk rückzukühlen. Zu diesem Zweck läßt man das warme Wasser ein Gradierwerk niederrieseln und durchlüftet es. Bei der Kühlung laufen zwei Vorgänge nebeneinander. Einmal kühlt die Luft, wenn sie kälter als das Wasser ist, unmittel-

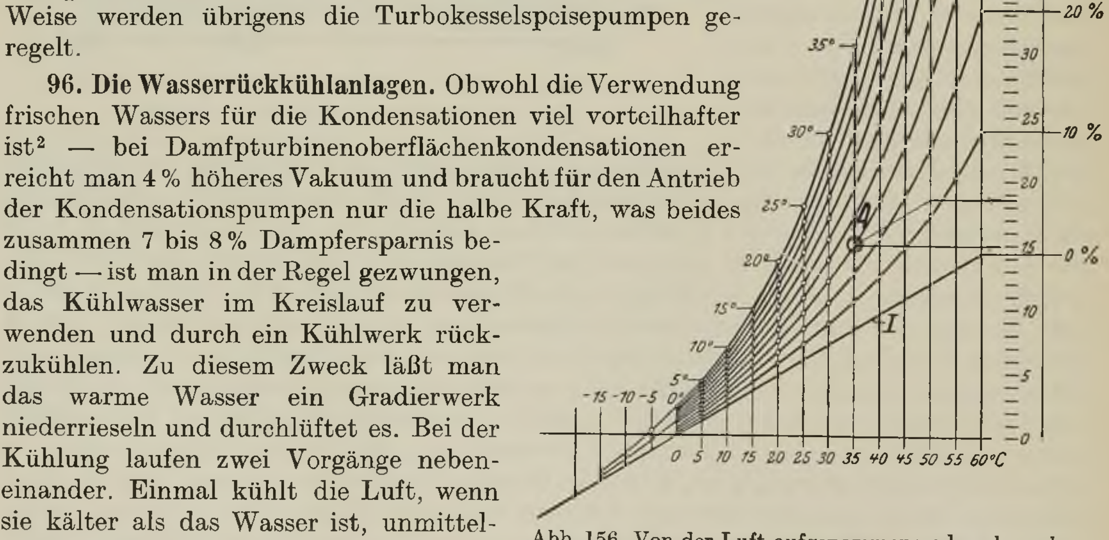


Abb. 156. Von der Luft aufgenommene oder abgegebene Wärme in kcal/kg (WE/kg), wenn sich Temperatur und Sättigungszustand der Luft ändern.

[1] Vgl. Ziffer 100. [2] Vgl. Ziffer 88.

bar, indem sie entsprechend ihrer spezifischen Wärme $c_p = 0{,}24$ und entsprechend ihrer Temperaturzunahme Wärme aufnimmt. Hauptsächlich wirkt aber die Verdunstungs-

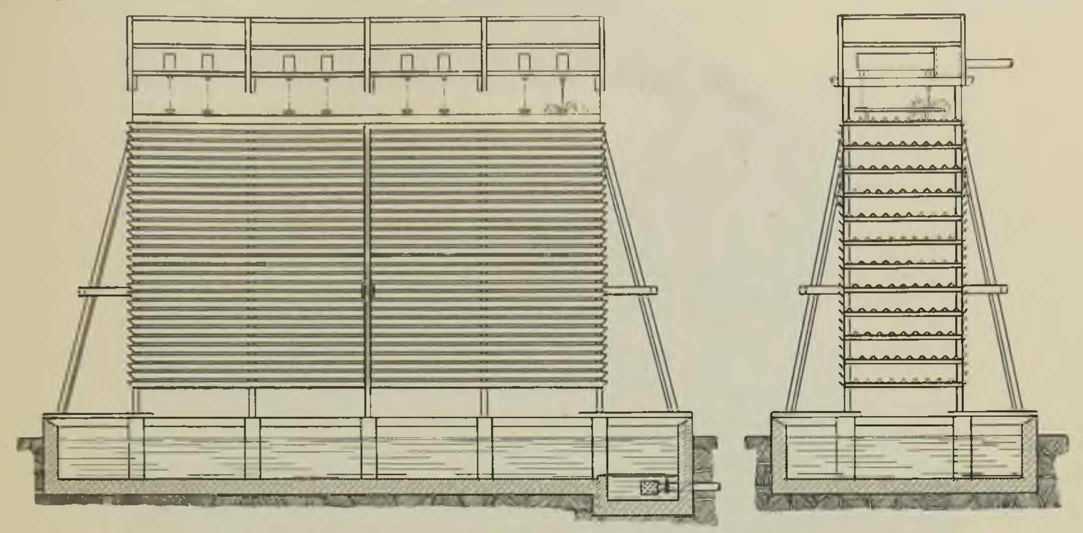


Abb. 157. Offenes Gradierwerk.

kühlung, indem die Verdunstung des Wassers durch den kräftigen Luftzug außerordentlich gesteigert wird. Der entstehende Wasserdampf und die an ihn gebundene Wärme wird von der Luft aufgenommen, solange bis sie gesättigt ist. Man rechnet, daß die Verdunstung an der Kühlwirkung im Sommer mit durchschnittlich 90 %, im Winter mit durchschnittlich 60 % beteiligt ist.

Einen vortrefflichen Einblick in die Verhältnisse gewährt das Diagramm Abb. 156[1]. Man liest aus ihm ab, wieviel kcal/kg von der Luft aufgenommen oder abgegeben werden, wenn sich ihre Temperatur und ihr Sättigungszustand ändern. Wenn 1 kg trokkene Luft von 0° auf 60° erwärmt wird, dabei trocken bleibt (Sättigung = 0 %), so werden dem zu kühlenden Wasser $60 \cdot 0{,}24 = 14{,}4$ kcal entzogen; verdunstet aber das Wasser bei der Kühlung ein wenig, so daß die kühlende Luft zu 50 % mit Wasserdampf gesättigt ist, so werden dem Wasser 61,8 kcal und bei 100 %iger Sättigung der Luft 109,2 kcal entzogen. Oder es seien anfänglich Temperatur und Sättigung der Luft 20° bzw. 100 % und die Temperatur nehme auf 40° zu, die Sättigung aber auf 80 % ab, dann nimmt die Luft 33,2 — 13,7 = 19,5 kcal/kg auf. Zieht man im Diagramm durch den Punkt, der den Anfangszustand der Luft darstellt, eine Parallele zur Linie *I* bis zur Ordinate des den Endzustand darstellenden Punktes, so scheidet diese Linie die Wärme, die die Luft infolge Aufnahme des durch die Verdunstung gebildeten Wasser-

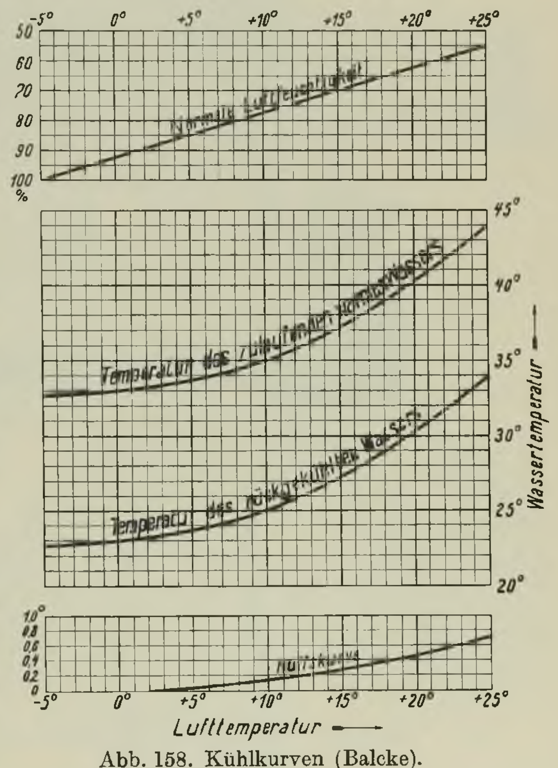


Abb. 158. Kühlkurven (Balcke).

[1] Mueller: Rückkühlwerke. Z. V. d. I. 1905, S. 11. Vgl. ferner Mollier: Diagramme für Dampfluftgemisch. Z. V. d. I. 1923, H. 36.

Abb. 159. Inneres eines Zellenkühlers.

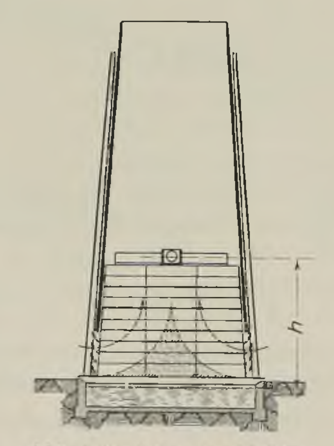


Abb. 160. Schmaler Kühler.

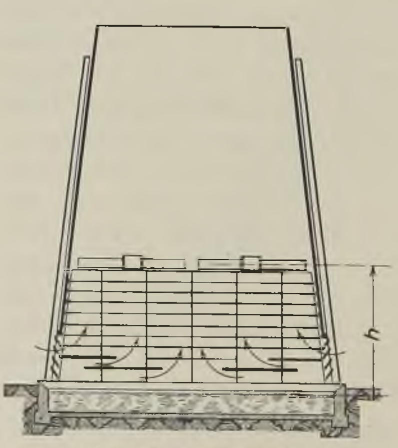


Abb. 161. Zellenkühler.

dampfes empfängt, von der Wärme, die sie durch ihre eigene Erwärmung aufnimmt. Hat z. B. im Punkte A die Luft 35° Temperatur und 30% Sättigung, im Punkte B 50° Temperatur und 50% Sättigung, so hat sie insgesamt 38,5 − 14,8 = 23,7 kcal/kg aufgenommen, und zwar 20 kcal durch Aufnahme verdunsteten Wassers und 3,7 kcal durch ihre eigene Erwärmung.

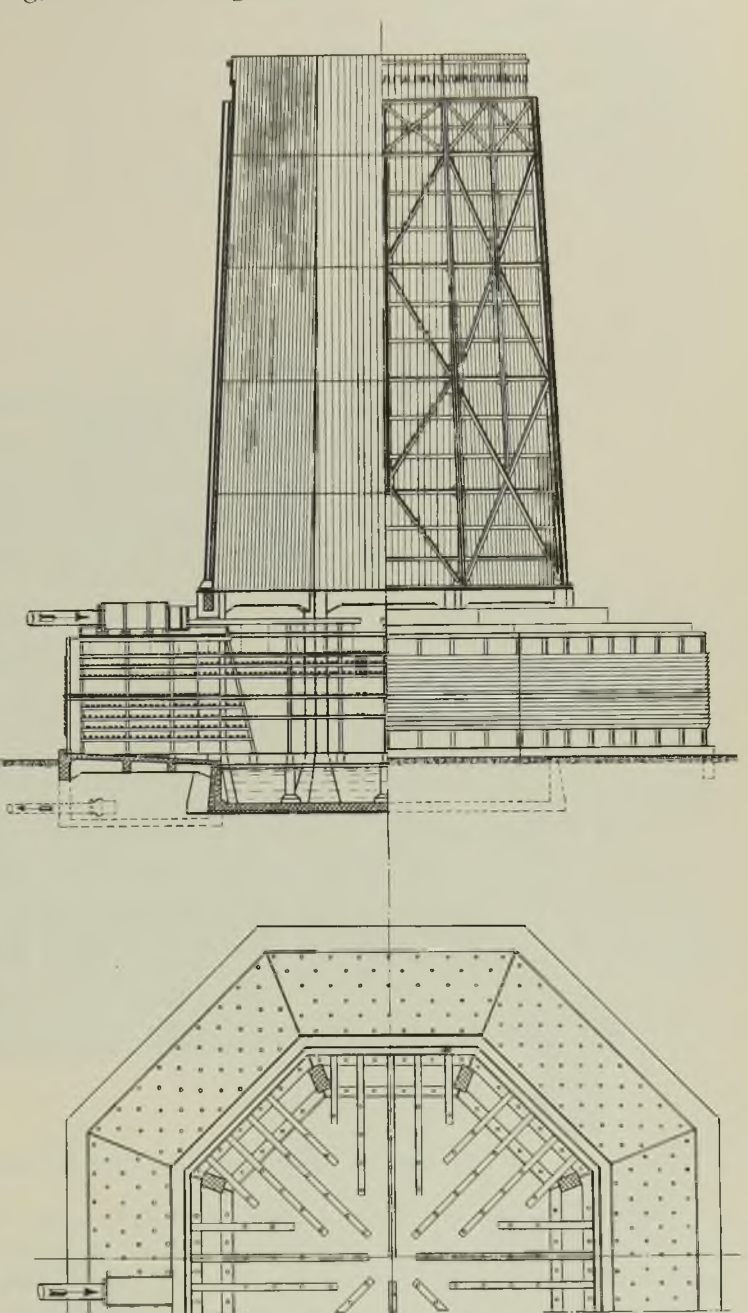


Abb. 162. Quergegenstromkühler (Balcke).

Soviel Kühlwasser verdunstet, muß wieder zugesetzt werden. Wirkt der Kühler nur durch Verdunstung, so ist die Zusatzkühlwassermenge etwa gleich der Speisewassermenge, weil 1 kg Abdampf bei der Verflüssigung etwa ebensoviel Wärme abgibt, wie bei der Verdunstung gebunden wird. Man bezieht die Zusatzkühlwassermenge auch auf die umlaufende Wassermenge. Bei einer Dampfturbinenkondensation, deren umlaufende Wassermenge 60 mal so groß wie die Speisewassermenge ist, ist ein Zusatz gleich 1,67% der umlaufenden Wassermenge dasselbe wie ein Zusatz gleich der Speisewassermenge. Wenn Kühlwasser versickert, weil der Kühlwasserbehälter undicht ist, oder wenn der Kaminkühler „spuckt", braucht man mehr Zusatzwasser. Ein reichlicher Zusatz ist auch deshalb zweckmäßig, damit sich das Kühlwasser nicht in schädlichem Maße mit Sulfaten anreichert. Über die „Impfung" des Zusatzkühlwassers vgl. Ziffer 93.

Man hat offene und geschlossene Gradierwerke. Die offenen Gradierwerke, die durch Abb. 157 veranschaulicht werden, werden nur zur Kühlung kleinerer Wassermengen benutzt; sie sind sehr wirksam, stören aber dadurch, daß sie regnen. Geschlossene Gradierwerke werden in der Regel als selbstlüftende Kühltürme oder sogenannte Kaminkühler ausgeführt; Bewetterung durch Ventilatoren bildet eine Ausnahme. Bei den Kaminkühlern (vgl. die Abb. 160 und 161) tritt die Luft unten seitlich ein, durchstreicht das niederrieselnde Wasser und zieht durch den sich über dem Gradierwerke erhebenden Kamin zusammen mit dem Wasserdunst ab. Die Leistung

eines Kaminkühlers ist durch den für die Luft erforderlichen Auftrieb begrenzt. Aus dem Diagramm, Abb. 158, ist ersichtlich, wie ein Balckescher Kaminkühler sich verhält, der das Kühlwasser einer Turbinenkondensation um 10° abkühlt, wenn sich Temperatur und Feuchtigkeit der Atmosphäre ändern. Bei 10° Lufttemperatur und normaler Luftfeuchtigkeit von 78 % z.B. kühlt der Kühler von 35° auf 25°; bei 25° Lufttemperatur und normaler Luftfeuchtigkeit von 55 % kühlt er von 44° auf 34°. Ändert sich die Luftfeuchtigkeit um 10 %, so ändern sich die Wassertemperaturen im selben Sinne, und zwar um soviel Grad, wie die zur Lufttemperatur gehörige Ordinate der Hilfskurve anzeigt. Wäre z. B. bei 25° Lufttemperatur die Luftfeuchtigkeit 75 % statt 55 %, also 20 % mehr, so liegt die „Kühlzone" um $2 \cdot 0{,}7 = 1{,}4°$ höher, der Kühler kühlt also von 45,4° auf 35,4°.

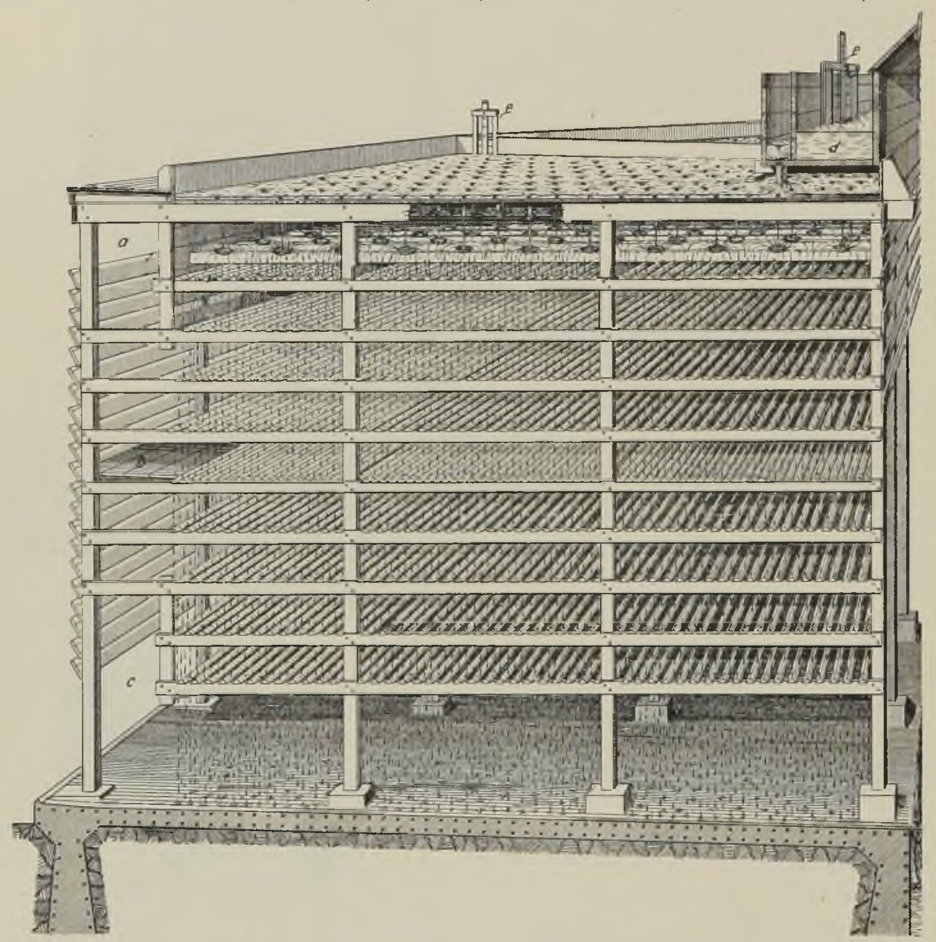


Abb. 163. Querstromteil des Quergegenstromkühlers.

97. Der Aufbau der Kaminkühler. Man rechnet für die Kühlung von 5 m³/h 1 m² Grundfläche. Kühler der einfachen Bauart Abb. 160[1] sollen nur 6 bis 7 m breit sein. Bei größeren Breiten sind Zellen gemäß Abb. 161[1] einzubauen, damit die einströmende Luft über die ganze Kühlerbreite verteilt wird. Das Innere eines solchen Kühlers zeigt Abb. 159 (Balcke). Die Warmwasserleitung mündet in einer großen Lutte, von der sich das Wasser in kleine, quer zur großen liegende Lutten verteilt. Aus diesen ergießt es sich durch viele aus Gasrohr bestehende Mündungen auf Spritzteller, die das Wasser über den Rieseleinbau verspritzen. Die Kühlluft zieht dem niederrieselnden Wasser entgegen, so daß man von einem G e g e n s t r o m k ü h l e r spricht. Zellen- oder Zonenkühler sind außerordentlich verbreitet und werden von vielen Firmen gebaut.

[1] Z.V.d.I. 1921, S. 1307.

Eine grundsätzlich andere Bauart wird durch den Quergegenstromkühler der Maschinenbau-A. G. Balcke, Abb. 162 und 163, veranschaulicht. Aus dem Grundriß, Abb. 162, erkennt man, wie die Rieseleinrichtungen verteilt sind. Die kleinen Kreise stellen die Rohrstücke dar, aus denen das Wasser auf die Spritzteller fällt, die es über das Gradierwerk verspritzen. Der größere Teil der Rieseleinrichtungen liegt außen um den Kamin herum, der kleinere innerhalb des Kamins. Die Luft durchstreicht im äußeren Teile das niederrieselnde Wasser im Querstrom, wendet dann und strömt im Innern des Kühlturms dem niederrieselnden Wasser entgegen. Im Gegenstromteil hat die Luft, die den Querstromteil in der unteren, kälteren Zone durchstrichen hat und wenig erwärmt ist, den längsten Weg zu machen, so daß sie ebenfalls gut ausgenützt wird. Das zu kühlende Wasser fließt durch einen Meßüberfall in die Ringlutte *d* (Abb. 163), aus der es durch Schieber *e* auf die einzelnen Rieselabteilungen verteilt wird. Jede Rieselabteilung kann, ohne Störung des Betriebes, abgestellt werden.

Auf den Zechen sind heute Einheiten üblich, die 2500 bis 3000 m^3/h kühlen; für die Kondensation einer 6000 kW-Turbine sind stündlich 2500 m^3 Kühlwasser erforderlich. Auf großen Kraftwerken sind mehrfach größere Einheiten aufgestellt.

XI. Die Dampfturbinen.

98. Das Wesen der Turbine, erläutert am Beispiel der Wasserturbine. Allgemeines über die Dampfturbine. Die Wasserturbine und die Dampfturbine stimmen grundsätzlich in der Wirkung überein. Bei beiden wird Druckgefälle in Strömung umgesetzt, und das strömende Wasser, der strömende Dampf, drehen das Laufrad der Turbine, wobei ein und dasselbe Druckgefälle theoretisch in der Turbine ebenso ausgenützt wird wie in der Kolbenmaschine. Die Wasserturbine ist einfacher zu verstehen als die Dampfturbine, weil Wasser nicht expandiert und der Wasserdruck in einer Stufe ausgenützt wird. Deshalb sei einleitend die Wasserturbine besprochen, obwohl sie im Bergbau nur in geringem Umfange angewendet wird.

In der feststehenden Leitvorrichtung wird das Wasser, indem sein Druck in Geschwindigkeit umgesetzt wird, beschleunigt und auf das Laufrad geleitet. Die Leitvorrichtung ist meist als Leitrad ausgebildet, bei den Pelton-Rädern als Düse. Das

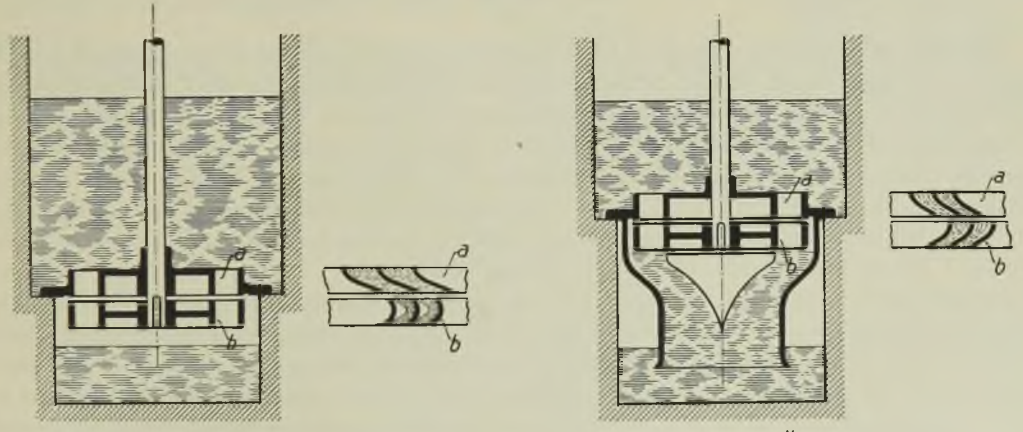


Abb. 164. Axiale Gleichdruckturbine. Abb. 165. Axiale Überdruckturbine.

kennzeichnende Profil der Leitradkanäle ist aus den Abb. 164 bis 167 ersichtlich. *a* stellt das Leitrad, *b* das Laufrad dar. Erst hat der Leitkanal großen Querschnitt; dann verengt sich der Querschnitt, indem der Kanal umbiegt, und zugleich wird das Wasser schräg

auf das Laufrad geleitet. Im Laufrade wird das strömende Wasser abgelenkt und treibt das Laufrad mit gewisser Umfangkraft und Umfanggeschwindigkeit.

Man unterscheidet zwei Arten von Laufrädern: Gleichdruck- oder Aktionsräder und Überdruck- oder Reaktionsräder. Beim Gleichdruckrade sind die durch die Schaufeln gebildeten Kanäle (Abb. 164[1]) am Eintritt ebenso weit wie am Austritt, so daß das Wasser im Laufrade nicht beschleunigt wird, und vor und hinter dem Laufrade der gleiche Druck herrscht. Beim Überdruckrade dagegen sind die Kanäle (Abb. 165 und 167) am Austritt enger als am Eintritt, so daß das Wasser nicht nur im Leitrade sondern auch im Laufrade beschleunigt wird, weswegen auf der Eintrittseite des Laufrades Überdruck herrscht.

Je nach der Art des Laufrades unterscheidet man Gleichdruckturbinen und Überdruckturbinen.

Abb. 166 zeigt die Druck- und Geschwindigkeitsverhältnisse beim Ausfluß von Wasser aus einer Düse in Verbindung mit einer Gleich- bzw. Überdruckturbine.

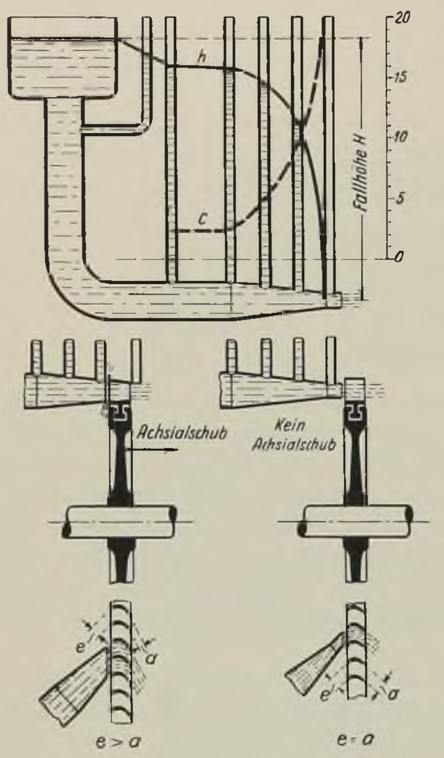


Abb. 166.

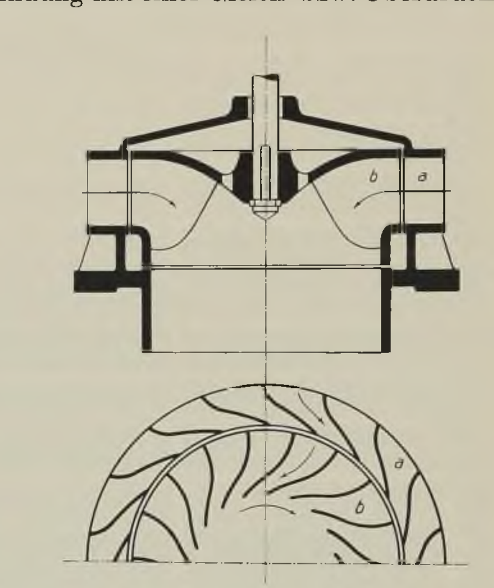


Abb. 167. Radiale Überdruckturbine (Francis-Turbine).

Bei den in den Abb. 164 bis 167 dargestellten Turbinen wird das Laufrad auf dem ganzen Umfange beaufschlagt. Diese volle Beaufschlagung ist bei Überdruckturbinen notwendig; denn bei teilweiser Beaufschlagung würde das Wasser, das sich in den sich verengenden Laufradkanälen staut, seitlich nach den nicht beaufschlagten Laufradkanälen ausweichen. Bei Gleichdruckturbinen aber, bei denen das Wasser in den Laufradkanälen nicht beschleunigt wird und der Wasserstrahl überhaupt nicht den Laufradkanal zu füllen braucht, steht nichts im Wege, daß die Laufräder nur teilweise beaufschlagt werden. Teilweise oder partiale Beaufschlagung ist zweckmäßig, um kleine Wassermengen von hohem Drucke auszunützen, damit das Laufrad nicht zu kleinen Durchmesser erhält. Ein kennzeichnendes Beispiel einer teilweis beaufschlagten Gleichdruckturbine ist das in Abb. 168 dargestellte Peltonrad, das auch im Bergbau verwendet worden ist, um Abfallwasser höherer Sohlen zum Antrieb von Streckenförderungen auszunützen. Das Wasser strömt aus der Düse b, der Menge nach geregelt durch die Nadel c, etwa tangential gegen die Schaufeln des Rades a. Der Strahl wird auf die Schneide der Schaufeln gerichtet, und durchströmt, sich teilend, die beiden Schaufelmulden, wobei die Strahlhälften um etwa 90° aus ihrer absoluten Bahn seitlich abgelenkt werden.

[1] Die Abb. 164, 165, 167 und 168 sind nach Quantz: Wasserkraftmaschinen, gezeichnet.

Die durch die Abb. 164 und 165 veranschaulichten Turbinen heißen Axialturbinen, weil das Wasser die Turbinen axial durchströmt. Die Axialturbinen werden für Wasser sehr wenig angewendet; es herrscht vielmehr bei den Wasserturbinen die radial beaufschlagte Überdruckturbine von Francis, Abb. 167. Weil aber bei den Dampfturbinen umgekehrt die Axialturbine herrscht, sollen im folgenden nur Axialturbinen betrachtet werden.

Bei Axialturbinen besteht zwischen Gleichdruckturbinen und Überdruckturbinen noch ein wesentlicher Unterschied: Infolge des Überdruckes vor dem Laufrade erleidet die Welle der Überdruckturbine einen Axialschub in der Richtung des strömenden Wassers, der ausgeglichen oder durch ein Lager aufgenommen werden muß; bei Gleichdruckturbinen fällt dieser Axialschub fort oder äußert sich nur in geringem Maße. (Vgl. Abb. 166.)

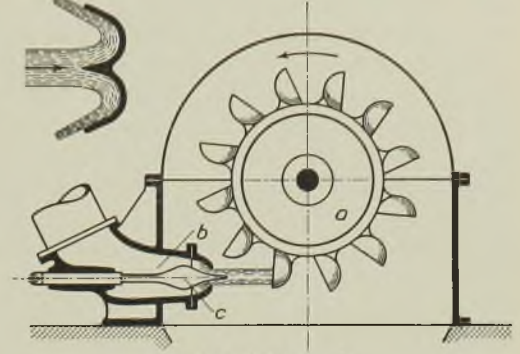


Abb. 168. Peltonrad.

Die theoretische Leistung der Turbine ist unabhängig von der Bauart. Wird die Turbine sekundlich von der Wassermasse m durchströmt, die mit der Geschwindigkeit c_1 eintritt und mit der Geschwindigkeit c_2 austritt, so leistet die Turbine $\frac{m}{2}(c_1^2 - c_2^2)$ mkg/s. Es treten z. B. sekundlich 100 kg Wasser mit der Geschwindigkeit $c_1 = 20$ m/s ein und mit der Geschwindigkeit $c_2 = 8$ m/s aus. Dann ist die Leistung $= \frac{100}{2 \cdot 9{,}81} \cdot (400 - 64)$ $= 1710$ mkg/s $= 22{,}8$ PS und der Austrittsverlust ist $\frac{8^2}{20^2} = \frac{64}{400} = 16\,\%$.

Es werde nun die Wirkung der Gleichdruckturbine genauer verfolgt und an Hand der Abb. 169 ein Zahlenbeispiel gerechnet, bei dem aber Reibungs-, Stoß- und Wirbelverluste nicht berücksichtigt werden. Es sind drei Laufradschauflungen dargestellt:

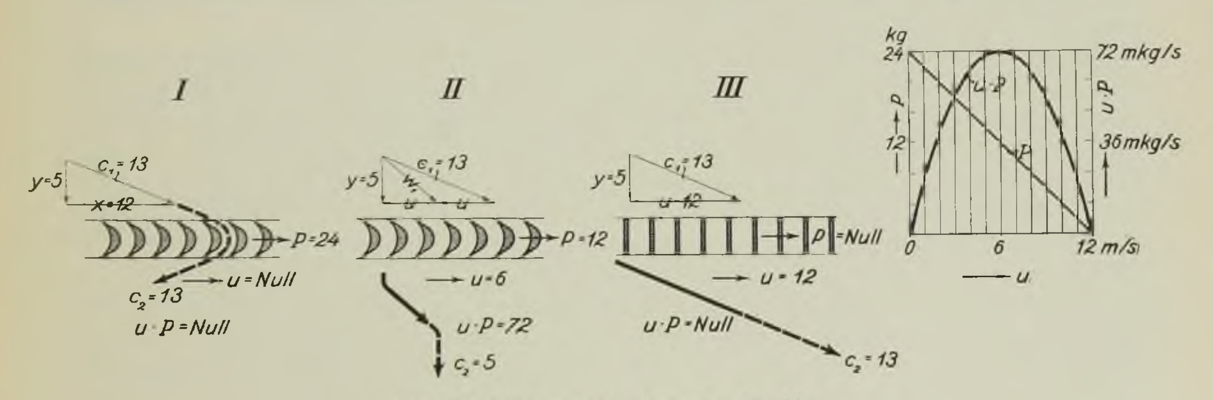


Abb. 169. Wirkung der Gleichdruckturbine.

I, *II* und *III*. Die Schauflungen sind so geformt, daß das Wasser ohne Stoß eintritt; ferner sind sie gleichwinklig, d. h. Eintritt- und Austrittwinkel sind gleich groß. Das Wasser strömt mit der Geschwindigkeit $c_1 = 13$ m/s so ein, daß die Umfangkomponente $x = 12$ m/s und die axiale Komponente $y = 5$ m/s ist. Im Falle I steht das Laufrad still, d. h. seine Umfanggeschwindigkeit u ist Null, und das Wasser, das mit seiner ursprünglichen Geschwindigkeit von 13 m/s austritt, wird nur umgelenkt, ohne daß es Arbeit abgibt. Infolge der Umlenkung übt aber das Wasser eine beträchtliche Umfangkraft P aus. Weil die Umfangkomponente x sich von 12 m/s in der einen Richtung auf 12 m/s in der entgegengesetzten Richtung, insgesamt also um 24 m/s ändert, so übt die sekundlich die Turbine

durchströmende Wassermasse m nach dem Grundsatz: Kraft = Masse $\times$ Beschleunigung die Umfangkraft $P = m \cdot 24$ aus. Wenn also sekundlich 9,81 kg Wasser, d. h. die Wassermasse $m = 1$, die Turbine durchströmen, so ist $P = 24$ kg. Die an das Laufrad abgegebene Leistung $u \cdot P$ ist, wie gesagt, = Null, da u = Null ist.

Im Falle *II* dreht sich das Laufrad mit $u = 6$ m/s, d. h. die Umfanggeschwindigkeit u ist halb so groß wie die Umfangkomponente x der Eintrittgeschwindigkeit c_1 oder $u:x = 0{,}5$. Wir müssen jetzt zwischen der absoluten Eintritt- und Austrittgeschwindigkeit c_1 bzw. c_2 und der relativen, d. h. auf das Laufrad bezogenen Eintritt- und Austrittgeschwindigkeit des Wassers w_1 bzw. w_2 unterscheiden. Man erhält gemäß Abb. 169 die relative Eintrittgeschwindigkeit w_1, indem man die absolute Eintrittgeschwindigkeit c_1 mit der Umfanggeschwindigkeit u zusammensetzt, und die absolute Austrittgeschwindigkeit c_2, indem man die relative Austrittgeschwindigkeit w_2, die bei der betrachteten Gleichdruckturbine ja $= w_1$ ist, mit der Umfanggeschwindigkeit u zusammensetzt. Damit das Wasser stoßfrei in die Laufschaufel eintritt, muß die Laufschaufel im Anfang mit w_1 gleichgerichtet sein. Bei der zugrunde gelegten gleichwinkligen Schaufel ergibt sich für den Fall *II*, d. h. für $u:x = 0{,}5$, daß das Wasser senkrecht zum Rade austritt. Daher hat c_2 den kleinsten möglichen Wert und wird gleich der axialen Komponente y von c_1, d. h. = 5 m/s. Da x von 12 m/s auf Null abnimmt, so ist die von der sekundlich strömenden Masse m ausgeübte Umfangkraft $P = m \cdot 12$, und für $m = 1$ wird $P = 12$ kg. Da das Laufrad mit $u = 6$ m/s gedreht wird, gibt das Wasser an das Laufrad die Leistung $P \cdot u$ mkg/s ab; für $m = 1$ wird die abgegebene Leistung $P \cdot u = 12 \cdot 6 = 72$ mkg/s. Zu demselben Ergebnis kommt man, wenn man die an das Laufrad abgegebene Leistung $= \frac{m}{2}(c_1^2 - c_2^2)$ setzt; denn für $m = 1$ wird die abgegebene Leistung $= \frac{1}{2}(169 - 25)$ $= 72$ mkg/s. Der Austrittverlust beträgt $\frac{5^2}{13^2} = 14{,}8\,\%$.

Im Falle *III* ist $u = 12$ m/s, d. h. die Umfanggeschwindigkeit u ist ebenso groß wie die Umfangkomponente x der absoluten Eintrittgeschwindigkeit c_1 oder $u:x = 1$. Wie Abb. 169 zeigt, strömt nunmehr das Wasser durch das Laufrad, ohne daß es abgelenkt wird; P wird also Null, und die an das Laufrad abgegebene Leistung $u \cdot P$ ist auch in dem vorliegenden zweiten Grenzfall = Null.

Damit die Gleichdruckturbine Leistung abgibt, muß also die Umfanggeschwindigkeit u größer als Null und kleiner als die Umfangkomponente x der absoluten Eintrittgeschwindigkeit c_1 sein, oder das Verhältnis $u:x$ muß größer als Null und kleiner als 1 sein. Bei einer weiteren Untersuchung ergibt sich für unser Zahlenbeispiel, daß die Umfangkraft P von 24 kg auf Null kg gleichmäßig abnimmt. Multipliziert man die zusammengehörigen Werte von P und u und verzeichnet man diese Werte über u oder $u:x$, so erhält man die Leistungsparabel der Gleichdruckturbine, Abb. 169 rechts. Den Höchstwert der Leistung, der für $m = 1$ gleich 72 mkg/s ist, erhält man bei $u:x = 0{,}5$. Das gilt aber nur unter der gemachten Voraussetzung, daß die Turbine ohne Reibungs- und sonstige Verluste wirkt. Praktisch kann man rechnen, daß man etwa bei $u:x = 0{,}4$ die tatsächliche Höchstleistung der Gleichdruckturbine erhält. Ebenso erzielt das in Abb. 168 dargestellte Peltonrad seine höchste Leistung, wenn seine Umfanggeschwindigkeit nahezu halb so groß ist wie die Geschwindigkeit, mit der der Wasserstrahl aus der Düse strömt.

Die Wirkung der Überdruckturbine ist nicht so einfach zu übersehen. Für den besonderen Fall, daß das Gefälle im Leitrade und im Laufrade je zur Hälfte ausgenützt wird, und daß das Wasser senkrecht in das Laufrad eintritt, ist die Umfanggeschwindigkeit u des Laufrades gleich der Umfangkomponente des aus dem Leitrade ausströmenden Wassers. Diese wird, wenn man dasselbe Gesamtgefälle zugrunde legt, wie bei der Gleichdruckturbine, von dem die Hälfte im Leitrade ausgenutzt wird, $= 12\sqrt{0{,}5} = 8{,}5$ m/s. Unter den angegebenen Voraussetzungen läuft also die Überdruckturbine $\sqrt{2} = 1{,}41$ mal so schnell wie die entsprechende Gleichdruckturbine bei ihrer günstigsten Drehzahl (vgl. Abb. 170).

Selbstverständlich ändern sich sowohl bei der Gleichdruck- wie bei der Überdruckturbine die Strömungsverhältnisse, wenn sich die Belastung der Turbine ändert.

Betrachten wir nun auf Grund der vorstehenden, für die Wasserturbine geltenden Darlegungen die Dampfturbine. Ungeachtet der grundsätzlichen Übereinstimmung zwischen der Wasser- und der Dampfturbine ergeben sich daraus, daß das Dampfvolumen zunimmt, außerordentliche Unterschiede in der Berechnung. Die Berechnung wird mit Hilfe des *is*-Diagrammes vorgenommen. Es ist unmöglich, im Rahmen dieses Buches auf Einzelheiten der Berechnung einzugehen[1]. Wegen der Ausströmung des Dampfes aus Düsen und Leitkanälen vgl. die folgende Ziffer 99. Um das Arbeitvermögen des Dampfes mit den praktisch erreichbaren Umfanggeschwindigkeiten günstig auszunützen, wird die Dampfturbine in der Regel mehrstufig gebaut. Daß Dampfturbine und Kolbenmaschine in der Ausnützung des Dampfes grundsätzlich gleichwertig sind, war schon erwähnt. Abb. 171 veranschaulicht die mehrstufige Ausnützung des Druckgefälles im *PV*-Diagramm. In dem Maße, wie mit abnehmendem Drucke das Dampfvolumen zunimmt, müssen die Abmessungen der Leitradkanäle und der Laufradschaufeln zunehmen. Wegen der Gleichdruck- und Überdruckdampfturbinen merke man sich folgende kennzeichnenden Unterschiede:

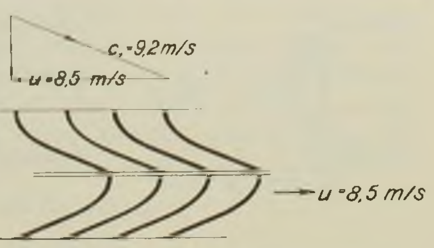


Abb. 170. Überdruckschaufelung.

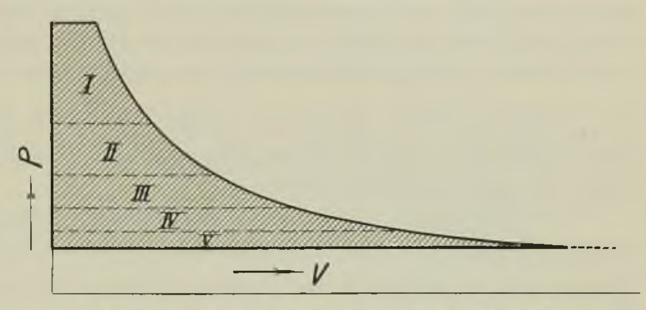


Abb. 171. Mehrstufige Ausnutzung des Dampfes.

Bei Gleichdruckdampfturbinen expandiert der Dampf im Laufrade nicht, vor und hinter dem Laufrade ist derselbe Druck, es tritt kein Axialschub auf, es ist teilweise Beaufschlagung durch besondere Anordnung von Düsen möglich, und es wird zwecks Regelung entweder der Dampf gedrosselt oder die Beaufschlagung vergrößert oder verkleinert. Bei Überdruckdampfturbinen expandiert der Dampf auch im Laufrade, vor dem Laufrade herrscht Überdruck und dieser erzeugt Axialschub, es ist nur volle Beaufschlagung und nur Drosselreglung möglich, wegen der vollen Beaufschlagung erhalten die ersten Schaufelkränze kleine Durchmesser und sehr kurze Schaufeln.

99. Die Ausströmung von Dampf aus Düsen und Leitkanälen. Wenn Wasser aus einem Raume, in welchem der Druck p_1 herrscht, durch eine Düse in einen Raum ausströmt, in welchem der Druck p_2 herrscht, so ist der Mündungsdruck immer gleich dem Gegendruck p_2, unabhängig davon, ob der Gegendruck p_2 klein oder groß im Verhältnis zum anfänglichen Druck p_1 ist. Wenn aber Gase und Dämpfe aus einer konvergenten Düse ausströmen, ist der Mündungsdruck gleich dem Gegendruck nur solange $\frac{p_2}{p_1}$ größer als das „kritische" Druckverhältnis ist. Für trocken gesättigten Wasserdampf ist das kritische Druckverhältnis $= 0{,}577$ und für überhitzten Dampf $= 0{,}546$. In einer konvergenten Düse kann Dampf vom Drucke p_1 nur bis auf den „kritischen" Druck p_k entspannt werden, der bei gesättigtem Dampf $= 0{,}577\, p_1$ und bei überhitztem Dampf $= 0{,}546\, p_1$ ist. In Abb. 172 links ist ein Beispiel veranschaulicht. Gesättigter Dampf von $p_1 = 10$ at strömt durch eine konvergente Düse gegen $p_2 = 2$ at Druck aus. $\frac{p_2}{p_1} = \frac{2}{10}$ ist kleiner

[1] Es sei auf Stodola: Die Dampfturbinen, Dubbel: Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen, Seuffert: Bau und Berechnung der Dampfturbinen, sämtlich bei Julius Springer, Berlin, verwiesen. Ferner sei Pohlhausen: Die Dampfturbinen, empfohlen.

als das kritische Druckverhältnis. Mithin ist der Mündungsdruck gleich dem kritischen Drucke $p_k = 0{,}577 \cdot 10 = 5{,}77$ at. Der Dampfstrahl strömt also mit erheblichem Überdruck aus und bildet nicht einen geschlossenen, für die Beaufschlagung des Laufrades

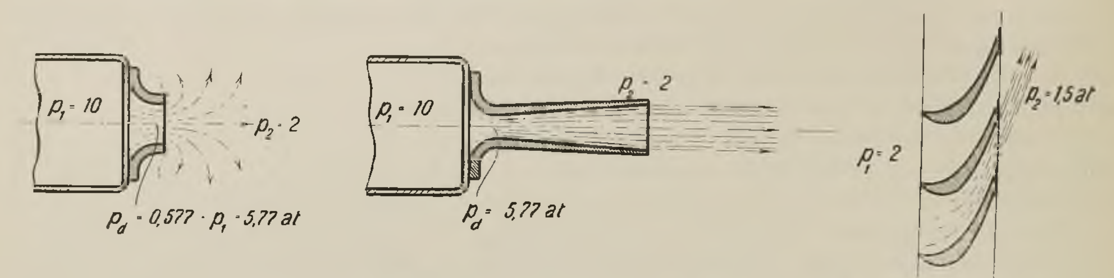


Abb. 172. Ausströmung von Dampf.

einer Turbine geeigneten Strahl, sondern einen Strahl, der infolge der weiteren Expansion auseinanderstrebt. Um den Dampf in der Düse über den kritischen Druck hinaus weiter zu entspannen, muß man, wie es der Schwede de Laval gezeigt hat, die zuerst eingeschnürte Düse wieder erweitern. Abb. 172 zeigt in der Mitte eine Lavalsche Düse. Um einen geschlossenen Strahl zu erhalten, ist die Erweiterung so zu bemessen, daß der Dampf in der Düse, in der er gewissermaßen geführt wird, bis auf den Gegendruck expandiert. Ist $\frac{p_2}{p_1}$ größer als 0,577 bzw. 0,546, ist die Düse nicht zu erweitern, sondern die konvergente Düse liefert einen geschlossenen Dampfstrahl, dessen Mündungsdruck gleich dem Gegendruck ist. (Vgl. Abb. 172 rechts.)

Die Geschwindigkeit w_k, mit der Dampf beim kritischen Gegendruck durch den engsten Düsenquerschnitt strömt, ist, ebenso wie der kritische Druck selbst, solange $\frac{p_2}{p_1}$ kleiner als das kritische Druckverhältnis ist, unabhängig vom Gegendruck. Wenn Dampf von 10 at durch eine Düse ausströmt, bleibt die Geschwindigkeit im engsten Querschnitt so lange ungeändert, bis der Gegendruck auf 5,77 at gestiegen ist. Erst wenn der Gegendruck noch höher steigt, nimmt die Dampfgeschwindigkeit im engsten Querschnitt ab. Es ist die im engsten Querschnitt beim kritischen Drucke auftretende Geschwindigkeit

$$w_k = 323\sqrt{p_1 v_1} \text{ m/s, wenn der Dampf gesättigt ist, und}$$

$$w_k = 333\sqrt{p_1 v_1} \text{ m/s, wenn der Dampf überhitzt ist.}$$

Die im engsten Querschnitt beim kritischen Drucke auftretende Geschwindigkeit stimmt überein mit der Schallgeschwindigkeit, die zum Dampfzustand im engsten Querschnitt gehört. Bei gesättigtem Dampf ändert sich w_k nur wenig, wenn sich der Anfangsdruck ändert. Für gesättigten Dampf von 10 at, für den $v_1 = 0{,}2$ m³/kg ist, ergibt sich $w_k = 323\sqrt{10 \cdot 0{,}2} = 456$ m/s. Bei überhitztem Dampf steigt innerhalb der üblichen Temperaturgrenzen w_k bis 560 m/s.

Solange $\frac{p_2}{p_1}$ kleiner als das kritische Druckverhältnis ist, bleibt auch die Ausflußmenge unabhängig vom Gegendruck und ist allein durch den engsten Düsenquerschnitt und den Anfangszustand des Dampfes bestimmt. Ist der engste Düsenquerschnitt f cm², so ist das ausströmende Dampfgewicht

$$G_{kg/s} = 0{,}02\, f\sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \text{ (bei gesättigtem Dampf),}$$

oder

$$G_{kg/s} = 0{,}021\, f\sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \text{ (bei überhitztem Dampf).}$$

Mit zunehmendem Dampfdruck nimmt das ausströmende Dampfgewicht etwa im selben Verhältnis zu.

100. Berechnung der Strömgeschwindigkeit des Dampfes aus dem Wärmegefälle. Entsprechend wie man für Wasser die Ausflußgeschwindigkeit v aus der Gefällhöhe h nach der Formel $v = \sqrt{2gh}$ rechnet, rechnet man die Geschwindigkeit w des ausströmenden Dampfes aus dem Wärmegefälle. Wie in der vorstehenden Ziffer dargelegt war, kann man jedes Druckgefälle durch Entspannung des Dampfes in einer Düse ausnützen, große Druckgefälle durch die Lavalsche Düse, kleine durch konvergente Düsen. Setzt man adiabatische, d. h. reibungs- und wirbelungsfreie Strömung voraus, so wird das gesamte Wärmegefälle, das der Dampf bei der Entspannung in der Düse erleidet, in Strömenergie umgesetzt. Hat der Dampf vor der Entspannung den Wärmeinhalt i_1 kcal/kg, nach der Entspannung den Wärmeinhalt i_2 kcal/kg, so erhält man die Ausströmgeschwindigkeit w, indem man die Masse von 1 kg Dampf $= \frac{1}{g}$ setzt, aus der Beziehung

$$\frac{1}{g} \cdot \frac{w^2}{2} = 427\,(i_1 - i_2)\,,$$

woraus folgt

$$w = 91{,}5\,\sqrt{i_1 - i_2}\ \mathrm{m/s}.$$

Die Werte für i_1 und i_2 sind den is-Tafeln für Wasserdampf (Abb. 17 oder 18) zu entnehmen, indem man von dem Punkte, der den Anfangszustand des Dampfes darstellt, senkrecht bis zur entsprechenden p-Linie geht. Den is-Tafeln ist auch ein Maßstab beigefügt, an dem man die zu einem gegebenen Wärmegefälle gehörige Ausströmgeschwindigkeit abstechen kann.

Ein Zahlenbeispiel möge veranschaulichen, auf welche Werte der Ausströmgeschwindigkeit man kommt. Es werde Dampf von 12 at und 300°, d. h. von $i_1 = 728$ kcal/kg Wärmeinhalt adiabatisch in einer Lavalschen Düse auf 2 at oder 1 at oder 0,1 at entspannt. Dann sinkt sein Wärmeinhalt auf $i_2 = 640$ bzw. 610 bzw. 532 kcal/kg. $i_1 - i_2$ wird also 88 bzw. 118 bzw. 196 kcal/kg und es rechnet sich die Ausströmgeschwindigkeit $w = 856$ bzw. 996 bzw. 1280 m/s. Die wirklichen Ausströmgeschwindigkeiten sind wegen der Reibungs- und Wirbelungsverluste kleiner als die gerechneten. Bei der Lavalschen Düse ist im Mittel die wirkliche Geschwindigkeit nur 94% der gerechneten, was etwa 12% Energieverlust bedeutet.

101. Die Entwicklung der Dampfturbinen. Die Entwicklung der Dampfturbinen sieht auf mehr als 4 Jahrzehnte zurück. Die ersten Führer waren der Schwede de Laval und der Engländer Parsons, die dem Ziele auf grundsätzlich verschiedenen Wegen zustrebten.

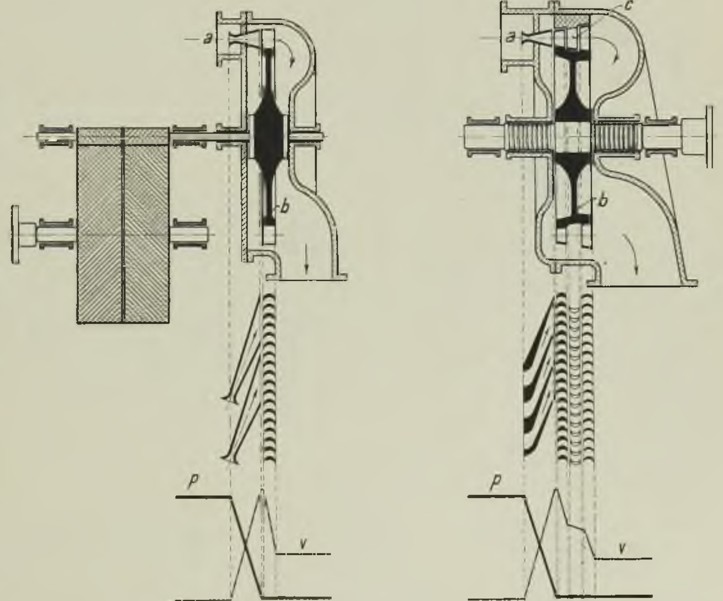


Abb. 173. Dampfturbine von de Laval (links) und Curtis (rechts).

Die Turbine von de Laval ist schematisch in der Abb. 173 dargestellt, in der ebenso wie in den folgenden schematischen Abbildungen die p-Linie den Druckverlauf, die v-Linie den Geschwindigkeitsverlauf des Dampfes bedeutet. Wir haben eine einstufige Gleichdruckturbine, deren Laufrad durch eine oder mehrere Düsen beaufschlagt wird. Da der in einer Stufe entspannte Dampf mit außerordentlich großer Geschwindigkeit aus-

strömt, hat de Laval auch sehr hohe Umfanggeschwindigkeiten des ohne zentrale Bohrung ausgeführten Laufrades angewendet, 200 bis 400 m/s, indem er zwar kleine Laufräder anordnete, sie aber mit außerordentlich hoher Drehzahl ($n = 12000$ bis 30000) laufen ließ. Weil derartige Drehzahlen unmittelbar nicht verwendbar waren, so wurde die Lavalturbine mit einem Übersetzungsgetriebe ausgerüstet. Trotz ihrer vorbildlichen Ausführung, die von de Laval grundlegend geschaffen war, ist die Lavalturbine in ihrer ursprünglichen Form durch die neueren Bauarten verdrängt worden. Ihre Grundgedanken aber: Entspannung des Dampfes in einer Düse, damit das Turbinengehäuse nur Dampf von niedriger Spannung und Temperatur empfängt, und die sich als Füllungsreglung kennzeichnende Anordnung mehrerer Düsen, die je nach der Belastung zu- oder abzuschalten sind, sind vom modernen Dampfturbinenbau übernommen, indem der Hochdruckteil sehr vieler Dampfturbinen nach diesen Grundsätzen ausgebildet ist. Allerdings werden bei den modernen Dampfturbinen die einzelnen Düsen nicht von Hand zu- und abgeschaltet, wie bei den Lavalschen Turbinen, sondern selbsttätig durch den Regler. Ferner wird anstatt des einkränzigen Laufrades ein zwei- oder dreikränziges Laufrad verwendet, wie es von dem Amerikaner Curtis angegeben worden ist, um die Geschwindigkeit des Dampfstrahles mit geringerer Umfanggeschwindigkeit vorteilhaft auszunützen. Abb. 174 (MAN) zeigt ein dreikränziges Curtisrad. An und für sich hat zwar ein mehrkränziges Gleichdruckrad einen schlechteren Wirkungsgrad als ein einkränziges; es vereinfacht aber den Aufbau der Dampfturbine. Zwischen den Laufkränzen sind Umkehrschaufeln, die den Dampfstrahl wieder umlenken. Einstufige Gleichdruckturbinen mit Lavalschen Düsen und Curtisrad gemäß Abb. 173 werden ferner als Gegendruckturbinen angewendet, bei denen der Dampf nicht in einen Kondensator ausströmt, sondern in eine Heizung z. B. oder in den Niederdruckteil einer andern, größeren Dampfturbine.

Abb. 174. Dreikränziges Geschwindigkeitsrad nach Curtis.

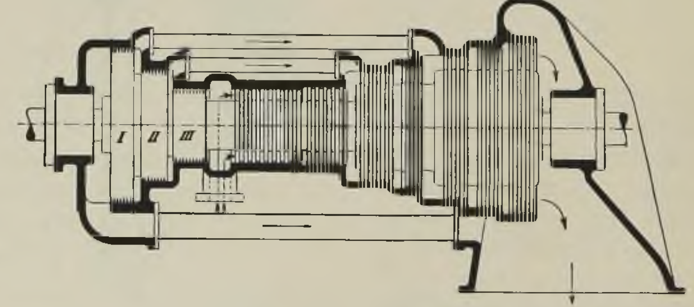


Abb. 175. Parsonsturbine.

Die Parsonsturbine steht zur Lavalturbine im denkbar schärfsten Gegensatz. Abb. 175 zeigt ihren schematischen Aufbau, Abb. 176 einen Ausschnitt ihrer Schaufelung. Die Parsonsturbine ist eine Überdruckturbine mit sehr vielen — ursprünglich etwa 40 Stufen. Wegen der Druckstufung sei, was auch für Gleichdruckturbinen gilt, hervorgehoben, daß nicht etwa der Wirkungsgrad durch die Zahl der Stufen herabgesetzt wird, wie es bei der beim Curtisrade angewendeten Geschwindigkeitsstufung der Fall ist. Sondern jede Stufe ist für sich zu betrachten, und der Gesamtwirkungsgrad ist sogar höher als der Einzelwirkungsgrad, weil bei vollbeaufschlagten Laufrädern die Austrittsgeschwindig-

keit einer Stufe in der ihr folgenden ausgenutzt wird, und die durch Reibung und Wirbelung erzeugte Wärme dem zur nächsten Stufe strömenden Dampfe zugute kommt. Bei der Parsonsturbine sind die Leitkränze durch Schaufeln gebildet, die ins Gehäuse eingesetzt sind, die Laufkränze durch Schaufeln, die auf einer mit der Turbinenachse verbundenen Trommel befestigt sind. Die weitgehende Unterteilung des Druckgefälles ist notwendig, damit nicht zuviel Dampf durch den Spalt zwischen Leitschaufeln und Trommel und den zwischen Laufschaufeln und Gehäuse ungenützt entweicht. Da die Überdruckturbine immer voll zu beaufschlagen ist, erhält man in den ersten Stufen verhältnismäßig kleine Räder mit kurzen Schaufeln. Durch die erforderliche volle Beaufschlagung ist auch die Art der Reglung gegeben. Füllungsregelung, wie sie bei der Lavalschen Turbine angewendet ist, ist ausgeschlossen; nur die reine Drosselungsregelung ist anwendbar. Mit der Überdruckwirkung ist schließlich verbunden, daß ein erheblicher Axialschub entsteht. Dieser wird, wie es in der Abb. 175 angedeutet ist, durch „Entlastungskolben"

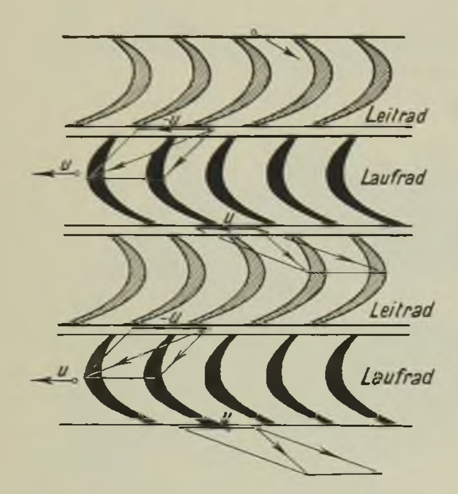


Abb. 176. Mehrstufige Überdruckschaufelung.

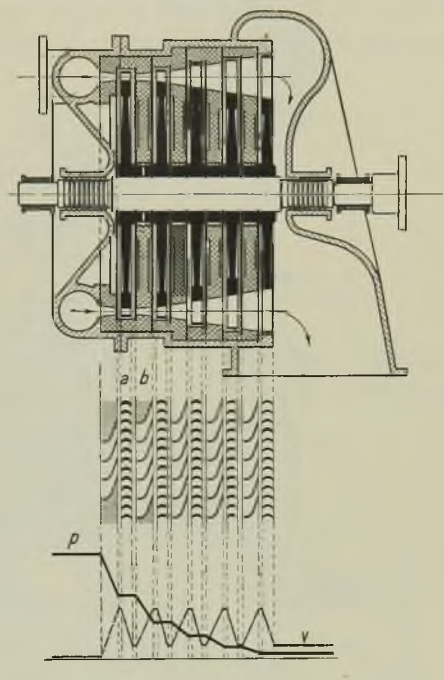


Abb. 177. 5stufige Gleichdruckturbine.

aufgenommen, die Dampf von verschieden hohem Druck empfangen. Infolge der großen Stufenzahl und wegen der Entlastungskolben baut sich die Parsonsturbine sehr lang und ist empfindlich gegen Wärmedehnungen, insbesondere weil sie ja den Dampf mit vollem Druck und hoher Temperatur ins Gehäuse bekommt. Es ist aber Parsons durch die angewendete Druckstufung als erstem gelungen, Großturbinen mit mäßiger Drehzahl zu bauen, insbesondere auch für den Antrieb von Schiffsschrauben. Im Jahre 1900 wurden im Elberfelder Elektrizitätswerk Parsonsturbinen von 1000 kW aufgestellt. Die weitere Entwicklung der Parsonsturbinen in Deutschland wurde hauptsächlich dadurch gefördert, daß Brown, Boveri & Co. A. G. in Mannheim, auch die Gutehoffnungshütte, Oberhausen und andere Firmen den Bau der Parsonsturbine übernahmen.

Eine neue Entwicklung bahnte sich an, als in Frankreich die Turbine von Rateau, in der Schweiz (1903) die Turbine von Zoelly entstand. Die Druckstufung, mit der es Parsons gelungen war, die Drehzahl der Turbinen herabzusetzen und den Dampf gut auszunutzen, wurde auch bei den Gleichdruckdampfturbinen eingeführt. Man kann aber, indem man die Leiteinrichtung in Zwischenböden einbaut, mit der Gleichdruckturbine viel höhere Druckgefälle in einer Stufe ausnutzen, als bei der Überdruckturbine, was insbesondere im Hochdruckteil zur Geltung kommt. Durch die kleinere Stufenzahl, und weil außerdem die Entlastungskolben fortfallen, baut sich die Gleichdruckturbine viel kürzer als die Überdruckturbine. Bei der Rateauturbine begann man mit verhältnis-

mäßig vielen Stufen, die in 2 Gehäusen untergebracht waren; bei der Zoellyturbine dagegen begann man mit 10 Stufen. Abb. 177 zeigt schematisch eine Gleichdruckturbine mit 5-stufiger Dampfdehnung. Bei der Zoellyturbine werden die Leiträder gebildet, indem die aus Stahlblech gebogenen Leitschaufeln in die gußeisernen Zwischenböden eingegossen werden, die mit ihrer Nabe bis auf die Nabe der Laufräder herabreichen, wo sie durch Labyrinth- oder Kohledichtungen abgedichtet werden. Diese Zwischenböden sind geteilt, vgl. Abb. 179, so daß man, wenn man das obere Gehäuse abnimmt, auch die obere Leitradhälfte herausnimmt. Die Räder haben in allen Stufen etwa gleichen Durchmesser, aber die Schaufellänge nimmt von Stufe zu Stufe stark zu, ferner sind die ersten Räder nur teilweise beaufschlagt. Die Laufräder bestehen aus Stahl und sind als Scheiben gleicher Festigkeit geformt; die Scheiben erhalten Bohrungen, damit sich bei plötzlichen Änderungen der Belastung und der Dampfströmung der Druck auf beiden Seiten des Laufrades

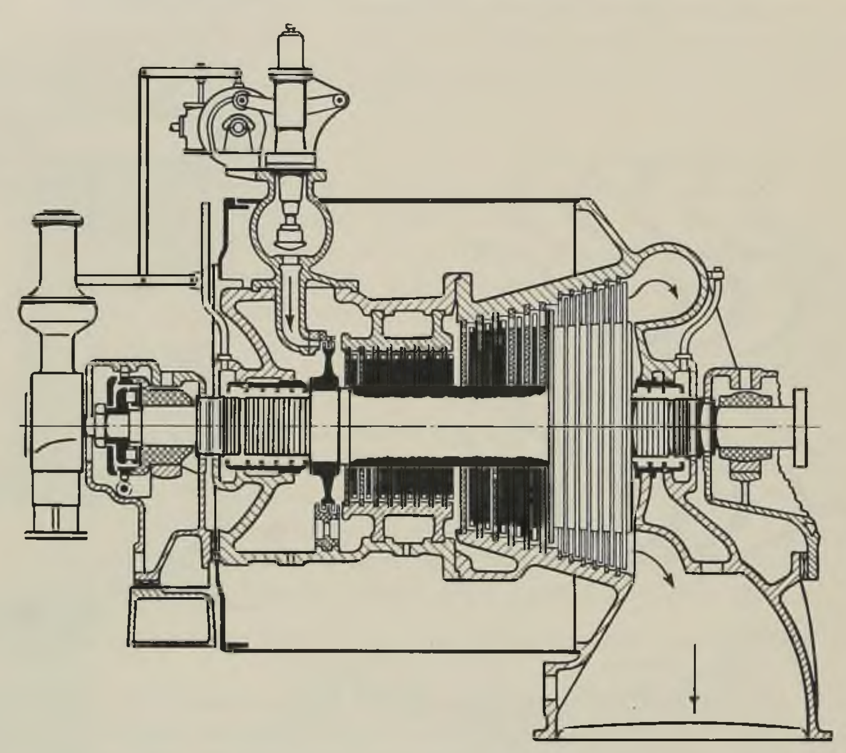


Abb. 178. Kondensationsturbine der AEG.

ausgleichen kann. Die Laufschaufeln werden wie Abb. 180 (MAN) zeigt, in Nuten der Laufradscheibe eingesetzt und oben durch ein Stahlband abgedeckt, das an die Schaufeln angenietet wird. Die Stufenzahl ist allmählich herabgesetzt worden; daß der „Schrägabschnitt“ der Leitkanäle als Erweiterung wirkt, ist mit großem Erfolge ausgenützt. Die Regelung der Zoellyturbine war wie bei der Überdruckturbine Drosselreglung.

Die Zoellyturbine, deren Bau in Deutschland von vielen namhaften Firmen aufgenommen wurde, gewann im Wettbewerb mit der Parsonsturbine schnell Boden. Der Kampf wurde aber nicht ausgetragen. Inzwischen hatte nämlich die AEG eine neue Dampfturbine herausgebracht, für deren Hochdruckteil die bereits früher erwähnten Konstruktionen von Curtis zugrunde lagen. Der Dampf wurde erst in einer Anzahl Lavalscher Düsen, die vom Regler nach Bedarf zu- oder abgeschaltet werden können, auf 2 bis 3 at entspannt und beaufschlagte dann ein mehrkränziges Curtisrad; der Rest des Druckgefälles wurde in einer mehrstufigen Gleichdruckturbine ausgenutzt. Abb. 178 zeigt eine neue Bauart der AEG-Turbine. Es ist eine eingehäusige Kondensationsturbine mit $n = 3000$, die sich bis zu 1000 kW von der alten Form dadurch unterscheidet, daß

auf die Gleichdruckstufen noch Überdruckstufen folgen, von denen die letzten eine Trommel bilden. Das Geschwindigkeitsrad ist gegen früher mit kleinerem Durchmesser gebaut und verarbeitet nur ein kleines Gefälle, um den bei Vollast etwas geringeren Wirkungsgrad des Curtisrades nicht zu sehr in Erscheinung treten zu lassen. Diese Stufe

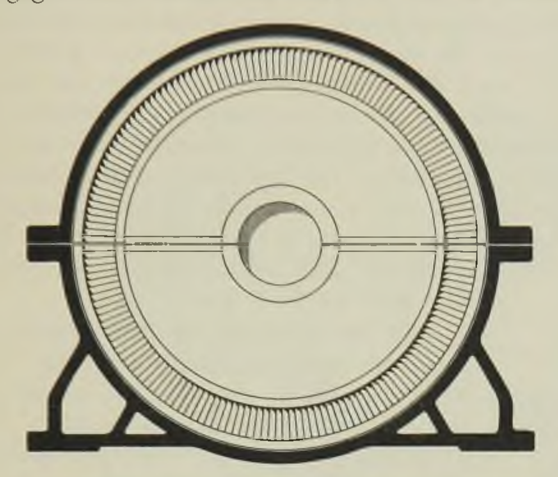


Abb. 179. Zwischenboden mit Leitschaufeln.

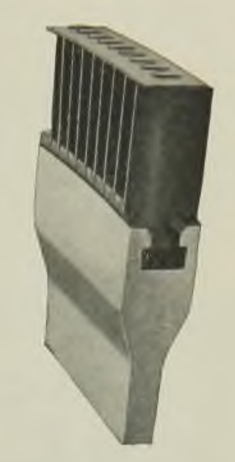


Abb. 180. Schaufelung eines Gleichdrucklaufrades.

ist hauptsächlich als „Regulierstufe“ anzusehen. Die Vorteile der Anordnung: daß nur die Düsen den hochgespannten, überhitzten Dampf empfangen, und daß die „Füllungsreglung“, welche man durch das Zuschalten und Abschalten der einzelnen Düsen erhält, wirtschaftlicher als die reine Drosselreglung ist, führte dazu, daß die Curtis-Bauart fast allgemein für den Hochdruckteil der Dampfturbinen angeordnet wurde, während der Niederdruckteil als mehrstufige Gleichdruck- oder Überdruckturbine ausgeführt wurde. Reine Überdruckturbinen werden für Frischdampf überhaupt nicht mehr gebaut, während die ursprüngliche Zoellyturbine noch in gewissem Umfange sowohl als selbständige Dampfturbine wie als Hochdruckstufe für Überdruckturbinen ausgeführt wird. Abb. 181 zeigt schematisch eine Dampfturbine mit Hochdruckteil nach Curtis und Niederdruckteil nach Parsons; zum Ausgleich des Axialschubes ist nur ein Kolben erforderlich (der aber größer sein muß, als dargestellt ist).

Abb. 181. Überdruckturbine mit vorgeschaltetem Curtisrade.

In der Bevorzugung des Curtisrades ist dann wegen seines schlechten Wirkungsgrades ein Wandel eingetreten. Überhaupt war der Hochdruckteil der Dampfturbine verbesserungsbedürftig, da er der Kolbenmaschine unterlegen war. Bei der sogenannten Brünner Bauart (vgl. Abb. 190) ist der Hochdruckteil als vielstufige Gleichdruckturbine ausgeführt, bei der mäßige Dampfgeschwindigkeiten angewendet sind, und der Dampf erheblich besser ausgenützt

wird als bisher. Um den Niederdruckteil von hohen Temperaturen und Drücken freizuhalten, werden Hochdruck- und Niederdruckteil in getrennten Gehäusen untergebracht. Selbstverständlich sind diese neuen Mehrgehäuseturbinen teurer als die bisherigen Eingehäuseturbinen.

Um die äußerste Leistung aus den Turbinen herauszuholen, wendet man hohe Drehzahlen und Umfanggeschwindigkeiten an. Es sind Dampfturbinen bis zu 22000 kW mit $n = 3000$ ausgeführt worden, wobei sich die Umfanggeschwindigkeit der Laufräder 300 m/s nähert. Die größten bisher gebauten Dampfturbinen leisten 85000 kW und mehr bei $n = 1500$. Wo die für die Dampfturbine günstigste Drehzahl nicht unmittelbar verwendbar ist, ordnet man wie bei der Lavalschen Turbine Zahnradübersetzungen an, z. B. daß man eine Wasserwerkkreiselpumpe mit $n = 1000$ durch eine Dampfturbine mit $n = 4000$ antreibt. Die Zahnradgetriebe werden durch Drucköl geschmiert. Kleinere Turbinen läßt man in solchen Fällen mit $n = 6000$ bis 8000 laufen.

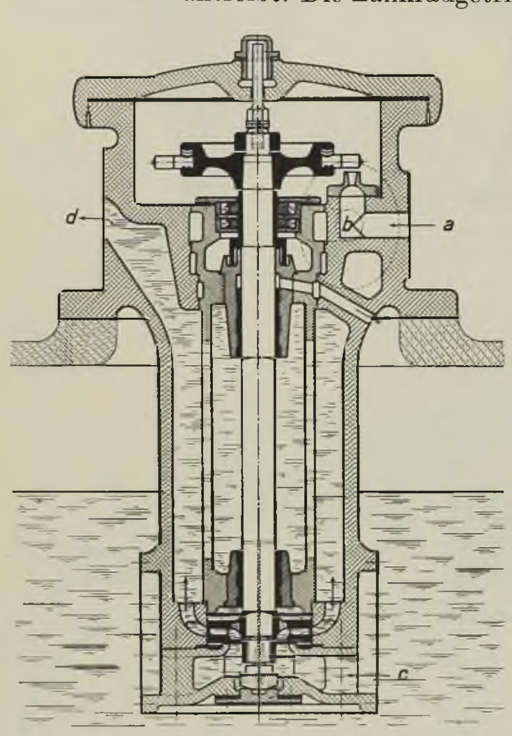


Abb. 182. Hilfsölpumpe für Dampfturbinen (Thyssen).

102. Die Reglung der Dampfturbinen. Die Reglung der Dampfturbinen, die im vorstehenden schon gestreift ist, sei im folgenden im Zusammenhange dargestellt. Bei der Parsonsturbine, die als Überdruckturbine voller Beaufschlagung bedarf, war nur Drosselreglung möglich. Die Zoellyturbine machte von der Möglichkeit, bei der Gleichdruckturbine die Beaufschlagung zu ändern, keinen Gebrauch, sondern hatte ebenfalls reine Drosselreglung. Aber schon de Laval hatte Füllungsreglung angewandt, allerdings nur von Hand, indem er das Laufrad durch mehrere Düsen beaufschlagen ließ, die man einzeln zu- oder abschalten konnte. Indem man den Regler die Düsen zu- und abschalten ließ, kam man zu der heut allgemein angewendeten selbsttätigen Füllungsreglung. Allerdings ist es keine reine Füllungsreglung; denn der Regler hebt, wenn er eine Düse zuschaltet, das die Düse absperrende Ventil allmählich an, so daß die Düse zunächst gedrosselten Dampf empfängt. Mit abnehmender Belastung nimmt der spezifische Dampfverbrauch der Turbine zu; bei der Füllungsreglung ist aber die Zunahme nicht so stark wie bei der Drosselreglung. Daß mit reiner Drosselreglung bei kleinen Teilleistungen überhaupt brauchbare Ergebnisse erzielbar sind, liegt daran, daß bei geringerer Dampfgeschwindigkeit der Wirkungsgrad der Turbine steigt, und daß die Drosselung bei dem für Dampfturbinen üblichen hohen Vakuum weniger schadet als bei höherem Gegendruck. Welche Einbuße die ausnutzbare Energie des Dampfes durch das Drosseln erleidet, ist bequem der *is*-Tafel zu entnehmen[1]. Aus dem späteren Diagramm Abb. 205 ist ersichtlich, wie etwa der spezifische Dampfverbrauch, der bei voller Last 6 kg/kWh betrage, zunimmt, wenn die Belastung von 1 auf ¼ abnimmt. Linie a gilt für Drosselreglung, Linie b für Füllungsreglung.

Die Reglung ist immer indirekt, d. h. es wird dem Regler ein mit Drucköl betriebener Zylinder oder Drehkolbenmotor vorgespannt, und der Regler hat nur dessen Steuerung zu verstellen, so daß die Reglung sehr empfindlich ist. Das Drucköl wird durch eine von der Dampfturbine angetriebene Zahnradpumpe[2] erzeugt, die auch das Öl durch die Lager

[1] Vgl. die Ausführungen in Ziffer 14. [2] Vgl. Ziffer 176.

drückt. Beim Anfahren muß eine unabhängig angetriebene Pumpe den Öldruck erzeugen. Meist ordnet man gemäß Abb. 182 eine Kreiselpumpe an, die durch eine kleine Hilfsturbine angetrieben wird. Auch Duplexpumpen werden als Hilfspumpen verwendet. Für die eigentliche Reglung wählt man 4 bis 5 % Ungleichförmigkeitsgrad[1]. Damit aber eine Drehstromturbodynamo auf ein Drehstromnetz geschaltet und von ihm abgeschaltet werden

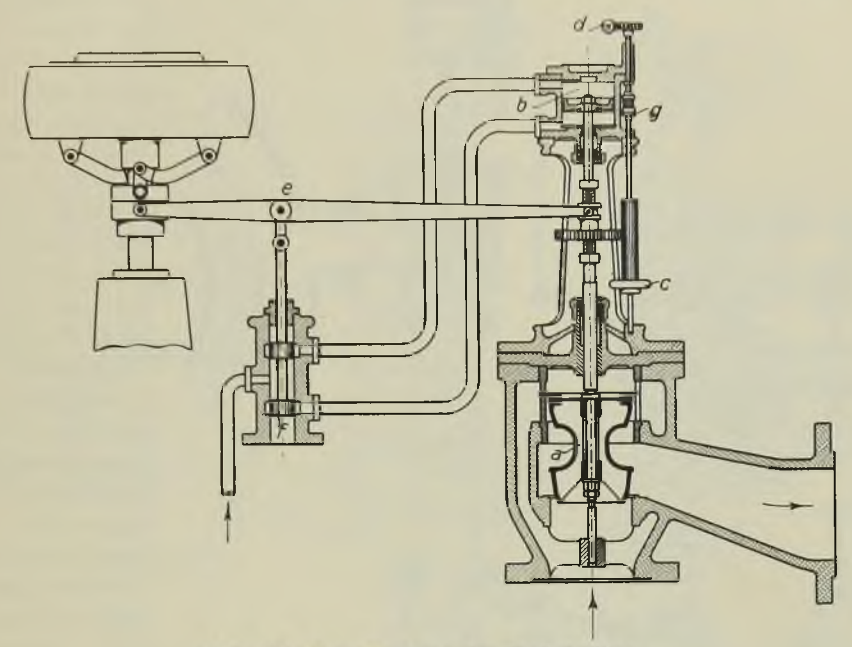


Abb. 183. Drosselreglung der Zoellyturbine.

kann, dessen Frequenz selbst um einige Prozente schwankt, muß man die Drehzahl der Turbodynamo um etwa 12 % verstellen können[2]. Um beim Parallelschalten einer Drehstromdynamo die Drehzahl der antreibenden Dampfturbine genau der Frequenz des Netzes anzupassen, oder um die Netzbelastung unter die parallelen Drehstromdynamos zu verteilen, muß man den Regler fein verstellen können. Bei der in Abb. 183 dargestellten Anordnung kann man mit dem Handrade *c* oder vom Schaltbrett her durch den Elektromotor *d* den rechten Drehpunkt des Regulatorhebels verstellen, wodurch die Drehzahl der Turbine geändert wird.

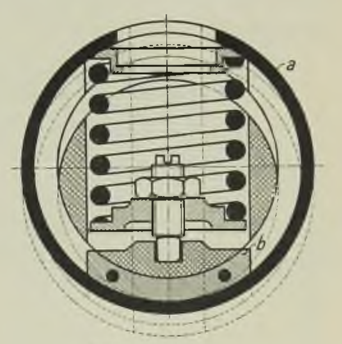


Abb. 184. Sicherheitsregler (Thyssen).

Im Falle der Hauptregler versagt, ist jede Dampfturbine mit einem zweiten Regler ausgerüstet, dem sogenannten Sicherheitsregler, der erst ausschlägt, wenn die normale Drehzahl um etwa 10 % überschritten wird. In Abb. 184 (Thyssen) ist die Konstruktion eines Sicherheitsreglers dargestellt. Der Ring *a* wird durch die Fliehkraft des nicht ausgeglichenen Einsatzstückes *b* nach der einen, durch die Feder nach der andern Seite getrieben. Wird die Drehzahl zu hoch, so überwiegt die Fliehkraft, und der Ring schlägt aus. Der ausschlagende Sicherheitsregler bewirkt den „Schnellschluß" der Dampfzufuhr zur Turbine; es wird z. B. bei der in der Abb. 155 dargestellten Anordnung von Brown, Boveri & Co. der Hebel *D* gedreht und die Sperrung der Feder ausgeklingt, die das Absperrventil *E* auf den Sitz treibt. Auch von Hand kann der Schnellschluß ausgelöst werden, indem man auf den Knopf *F* schlägt. Mit Hilfe des gezeichneten

[1] Vgl. Ziffer 70. [2] Vgl. Ziffer 73.

Handrades und Gewindes kann man das Absperrventil *E* wieder anheben und seine Feder wieder sperren.

Abb. 185 (MAN) zeigt eine Drosselreglung im Zusammenhange. Der Fliehkraftregler *R* verstellt mit Hilfe des durch Öldruck betriebenen Zylinders *Z* das Drosselventil *D*. Eine Klinke sperrt den Schnellschluß. Wird die Klinke von Hand oder durch den Sicherheitsregler *S* gedreht, so wird das Absperrventil *A* geschlossen. Mit Hilfe des Handrades *H* wird es wieder geöffnet. Der Drehpunkt *T* ist verstellbar, um die Drehzahl der Dampfturbine zu verändern.

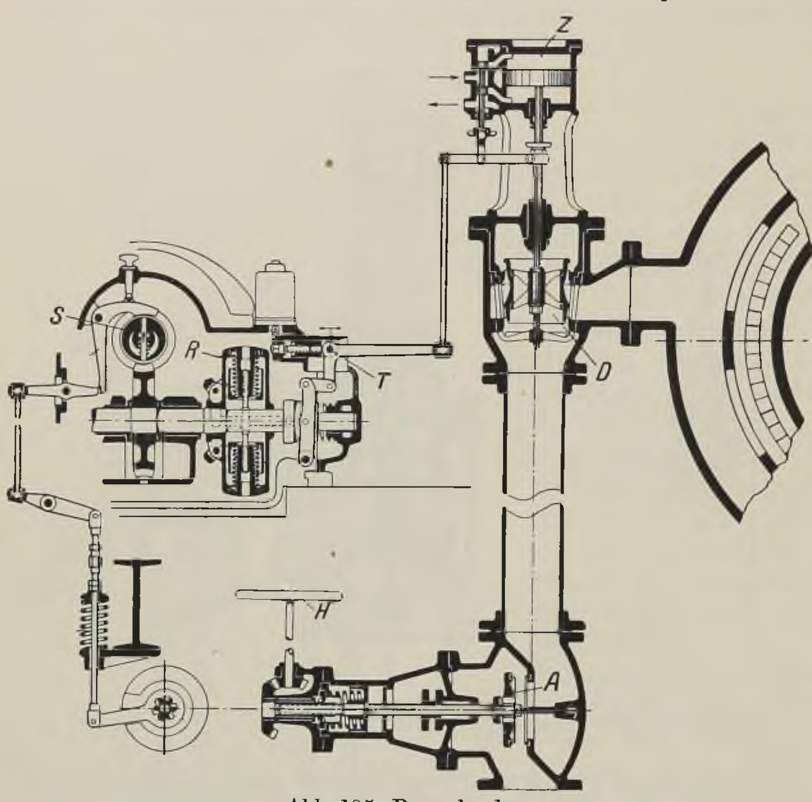


Abb. 185. Drosselreglung.

103. Die Stopfbüchsen und Lager der Dampfturbinen. Zur Abdichtung der Turbinenwelle verwendet man entweder feste Stopfbüchsen aus mehrteiligen, durch eine herumgelegte Schraubenfeder zusammengehaltenen Kohlenringen oder Labyrinthdichtungen. Bei den Labyrinthdichtungen berühren sich Welle und Stopfbüchse nicht. Indem man gemäß Abb. 186 (Thyssen) für den Durchgang des Dampfes abwechselnd Verengungen und Erweiterungen schafft, verliert der durch einen engen Spalt ausströmende Dampf seine Energie durch Wirbelung und Stöße, und das Druckgefälle wird allmählich verzehrt, so daß nur wenig Dampf verlorengeht. Die dargestellte Labyrinthdichtung ist axial frei und hat radial kleinstes Spiel. Soll die Labyrinthstopfbüchse gegen Vakuum dichten, so wird ihr Sperrdampf zugeführt, den man nach außen sichtbar austreten läßt. Der Verlust durch Sperrdampf wiegt weniger schwer als die Störung durch etwa eindringende Luft. Die Lager der Dampfturbinenwelle sind Gleitlager,

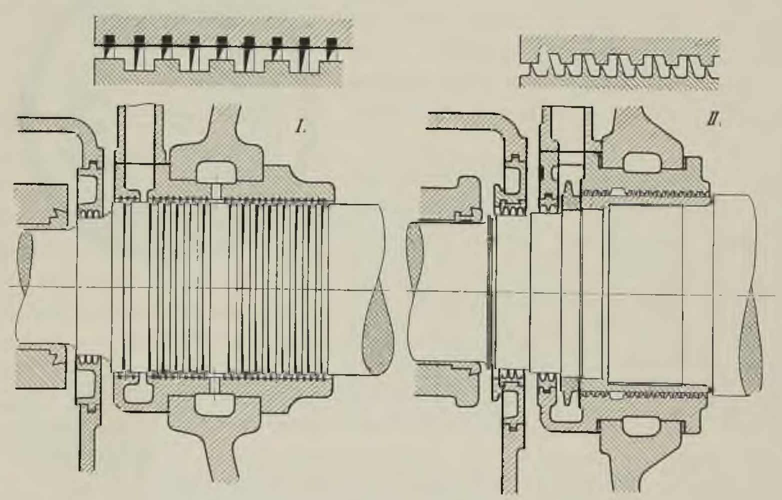


Abb. 186. Stopfbüchsen mit Labyrinthdichtung.

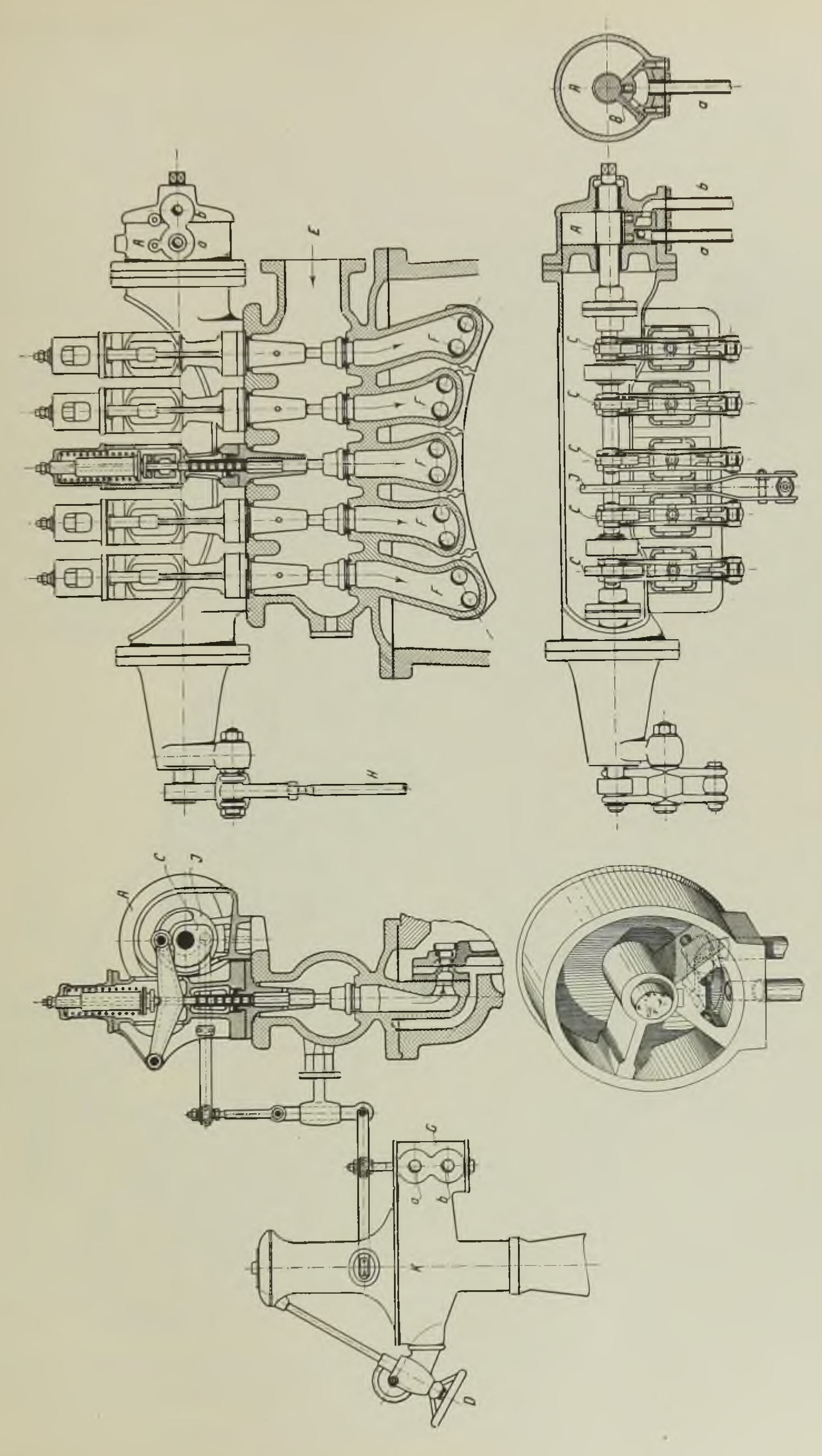


Abb. 187. Steuerung der AEG-Dampfturbine.

die durch Drucköl geschmiert werden. Das Öl wird im Kreislauf verwendet; nachdem es die Lager verlassen hat, durchfließt es einen Röhrenkühler.

104. Beispiele ausgeführter Dampfturbinen. Der Aufbau der AEG-Dampfturbine war bereits in der früheren Abb. 178 dargestellt. Die Abb. 187 veranschaulicht die Steuerung. Der im Gehäuse K eingeschlossene Fliehkraftregler verstellt den im Schiebergehäuse G laufenden Kolbenschieber des mit Drucköl betriebenen Drehkolbenmotors A, der durch Leitungen a und b mit dem Schiebergehäuse verbunden ist. Je nach der Stellung des steuernden Schiebers empfängt der Drehkolben B auf der einen oder der anderen Seite Drucköl und dreht die mit ihm verbundene Steuerwelle, auf der 5 unrunde Scheiben c befestigt sind. Diese Scheiben haben, wie Abb. 188 veranschaulicht, im Umfange abnehmendes Profil, so daß die 5 Düsenventile, die als Tellerventile ausgeführt sind, nacheinander geöffnet werden. Zur Rückführung dient die Kurvenscheibe J *.

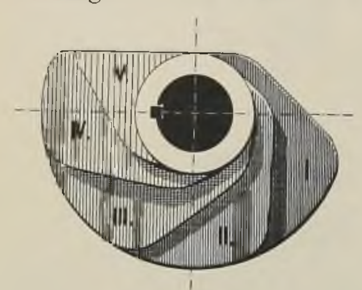


Abb. 188. Die Profile der unrunden Steuerscheiben.

In Abb. 189 ist die Steuerung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg dargestellt. Wegen des Zusammenhanges mit dem Fliehkraft- und dem Sicherheitsregler vgl. die frühere Abb. 185. Die Düsen sind in 4 Gruppen angeordnet. Der hochgehende Kolben des Hilfszylinders öffnet erst das den Düsen vorgeschaltete Drosselventil, wodurch die erste Düsengruppe Dampf bekommt, dann mit Hilfe eines Kurvenschiebers nacheinander die 4 Düsenventile, die als Doppelsitzventile ausgeführt sind; neben der Füllungsreglung durch die Düsenventile geht eine Drosselreglung durch das vorgeschaltete Drosselventil einher.

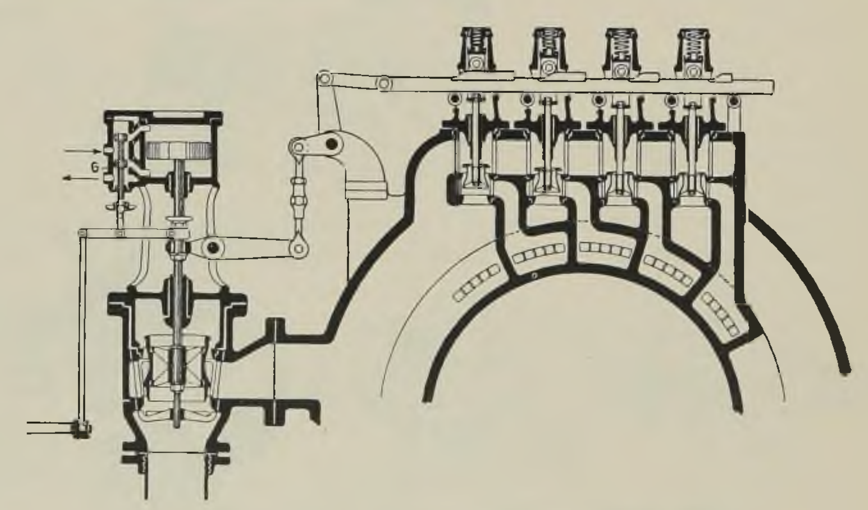


Abb. 189. Steuerung der MAN-Dampfturbine mit Düsenreglung.

In Abb. 190 ist die MAN-Hochdruckdampfturbine, Bauart Brünn, dargestellt (vgl. Ziffer 101), die als Hochdruckteil, insbesondere von Entnahmeturbinen, und als Gegendruckturbine dient. Es ist eine vielstufige Gleichdruckturbine mit niedrigen Dampf- und Umfanggeschwindigkeiten. Die Laufräder (a) haben kleinen Durchmesser und werden nebst der Welle aus einem Stück geschmiedet und aus dem Vollen gedreht. Die Leiträder (b) sind gruppenweise in geteilte Einsatzbüchsen (c) eingepaßt, die radiales Spiel im Gehäuse (d) haben.

In der Abb. 191 ist die von der Maschinenfabrik Thyssen & Co. gebaute, für große Leistungen bestimmte Dampfturbine dargestellt. Der Hochdruckteil besteht aus einem

* Über die Notwendigkeit der „Rückführung“ vgl. Ziffer 70.

zweikränzigen Curtisrade a, das von 4 gesteuerten Düsengruppen beaufschlagt wird. Der Niederdruckteil hat Überdruckschauflung; um hohe Umfanggeschwindigkeiten zu er-

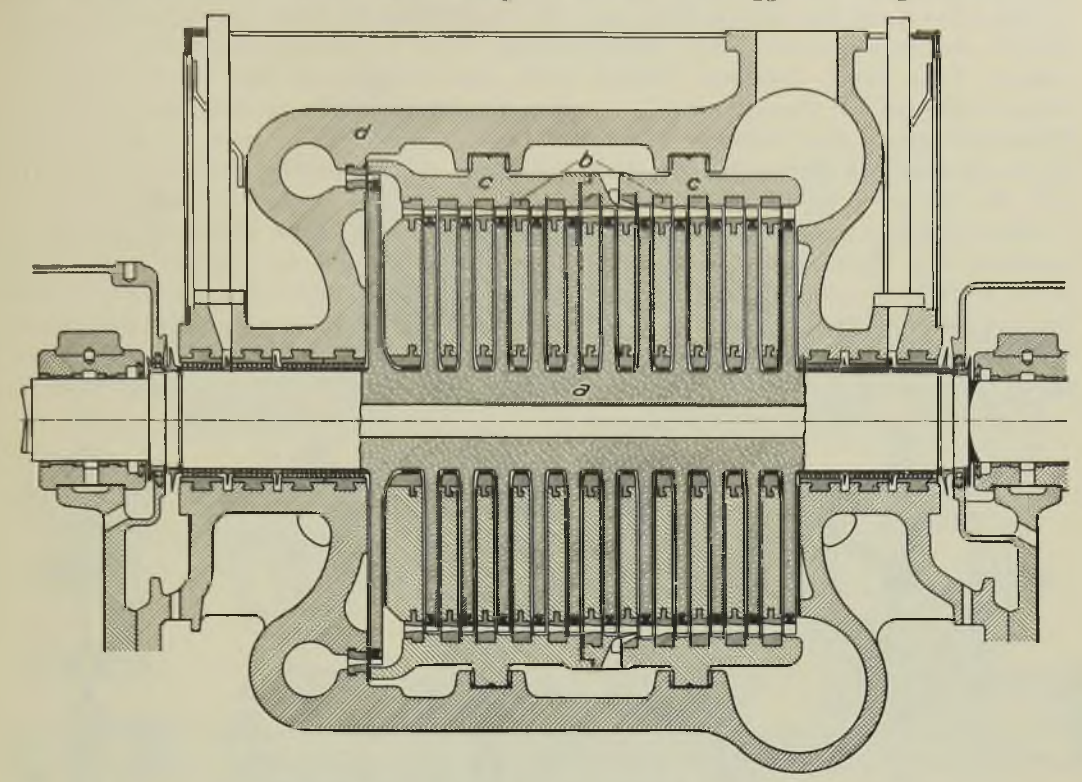


Abb. 190. Hochdruckturbine der MAN, Bauart Brünn.

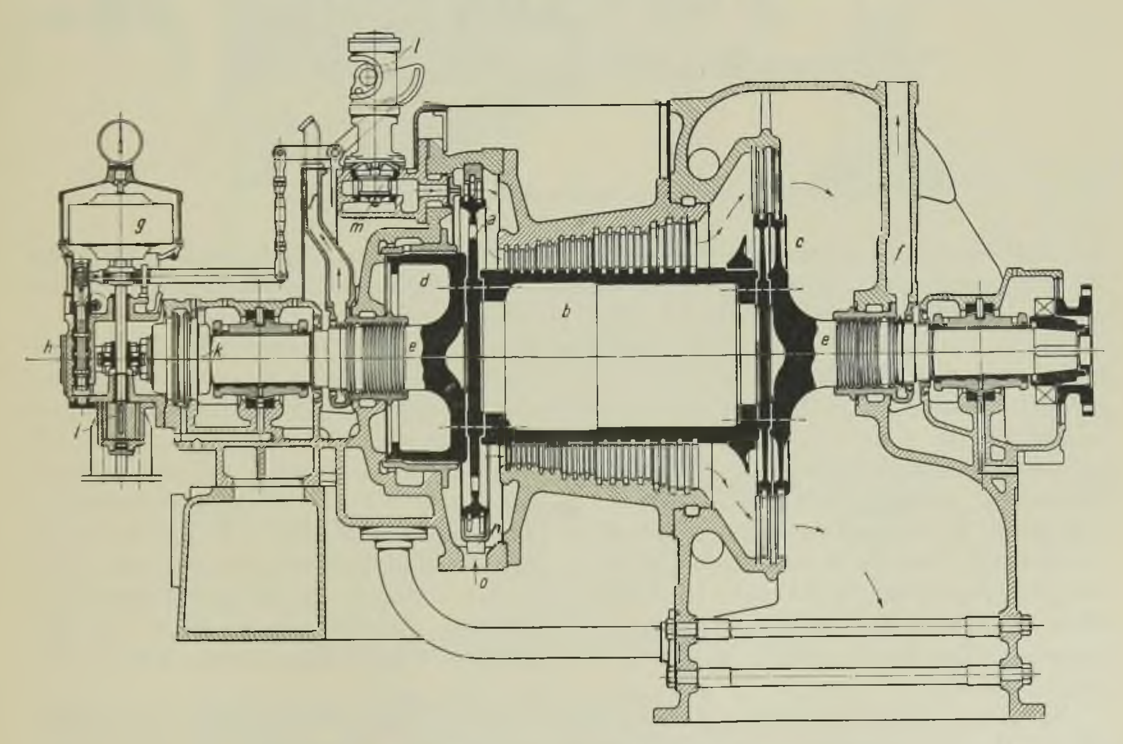


Abb. 191. Dampfturbine der Maschinenfabrik Thyssen & Co.

möglichen, sind die letzten Laufkränze nicht auf der Trommel, sondern auf besonderen Scheibenrädern *c* befestigt. Diese Räder *c* auf der einen Seite, das Rad *a* und der Ausgleichkolben *d* auf der andern Seite sind mit der Trommel *b* axial durch Schrauben verspannt; die Räder haben keine Mittelbohrung. Weil der Entlastungskolben *d* auf der äußeren Seite unter niedrigem Drucke steht, sind Hochdruck- und Niederdruckstopfbüchse in derselben Bauart ausgeführt. Um die Düsenventile zu steuern, verstellt der Fliehkraftregler *g* den Schieber *h*, welcher Drucköl auf die eine oder die andere Seite des doppelflügligen Drehkolbens *e*, Abb. 192, lenkt, der im Drehkolbenmotor *d* schwingt und die Nockenwelle *b* dreht. Dabei werden durch die Nocken *c* nacheinander die 4 Düsenventile *a* geöffnet, die zu zweien rechts und links vom Drehkolbenmotor angeordnet sind. Beim umgekehrten Reglungsvorgange werden die Ventile nacheinander durch Federkraft geschlossen, in dem Maße, wie es das Profil der Nocken *c* vorschreibt. Versagt die Federkraft, so werden die Ventile durch die Nocken zwangläufig geschlossen. Zur „Rückführung" dient die Kurvenscheibe *l* (Abb. 191), an der das Reglergestänge *f* (Abb. 192) angreift. Wenn der Sicherheitsregler ausschlägt, bewegt er einen Ölschieber,

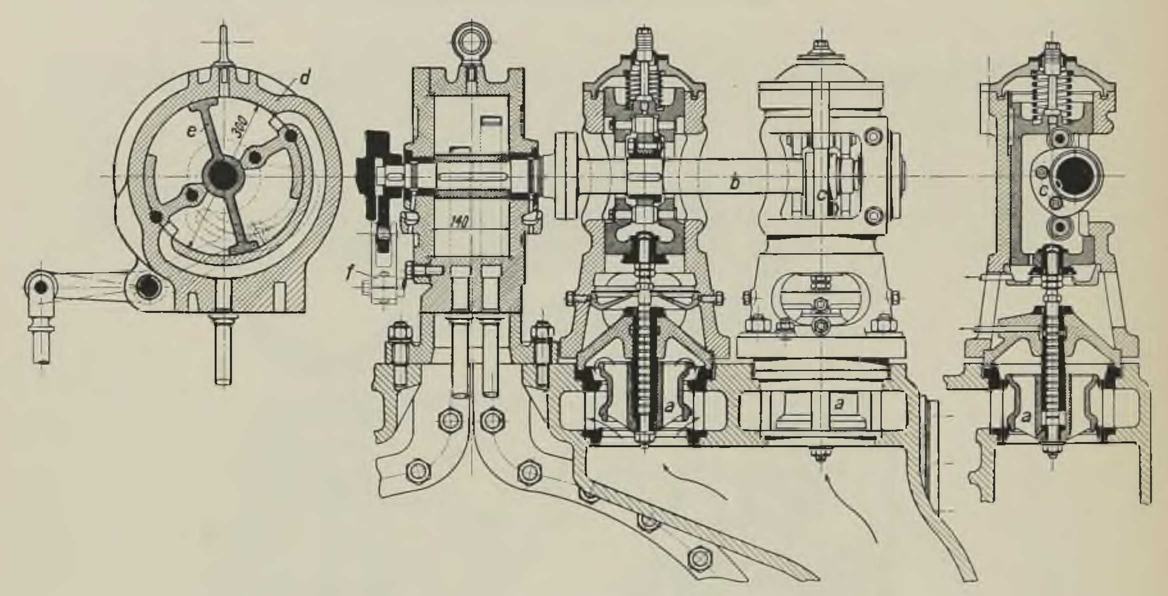


Abb. 192. Steuerung der Dampfturbine von Thyssen.

der das Drucköl so steuert, daß die Düsenventile geschlossen werden, und zugleich das Hauptabsperrventil zuschlägt, das durch einen kleinen, durch Drucköl beaufschlagten Kolben gegen die Kraft einer Feder offen gehalten war.

Die A. G. Brown, Boveri & Co., die früher eine Überdruckturbine nach Parsons gebaut hatte, hat für den Hochdruckteil ebenfalls das Geschwindigkeitsrad nach Curtis nebst Düsensteuerung übernommen, während der Niederdruckteil als Überdruckturbine ausgeführt ist. Abb. 193 zeigt eine Turbine, die für Leistungen von 8000 bis 12500 kW bei 3000 Umdr./min bestimmt ist. Die letzten Laufkränze sind nicht mit der Trommel verbunden, sondern es sind wegen der angewendeten hohen Umfanggeschwindigkeit von über 250 m/s Scheibenräder angeordnet. Der Entlastungskolben *a* ist mit der Achse verschraubt; der durch seine Labyrinthdichtungen hindurchtretende Dampf geht durch die Bohrungen der Achse zum Niederdruckteil der Turbine. Der Stopfbüchsen-Sperrdampf strömt durch die Rohre *d* ab. Der Axialdruck, soweit er nicht durch den Entlastungskolben *a* ausgeglichen ist, wird von dem durch Kugeln abgestützten Blocklager *b* aufgenommen.

Die Düsen, die das zweikränzige Geschwindigkeitsrad beaufschlagen, sind in 4 Gruppen geteilt. Die Düsensteuerung ist grundsätzlich von den vorher beschriebenen verschieden,

die mit Hilfsmotor, festem Gestänge und Rückführung ausgestattet sind. Es handelt sich um eine Durchflußreglung, bei welcher der Drosselspalt c durch den Regler verkleinert wird, wenn die Drehzal fällt, infolgedessen der Öldruck steigt. Der Öldruck

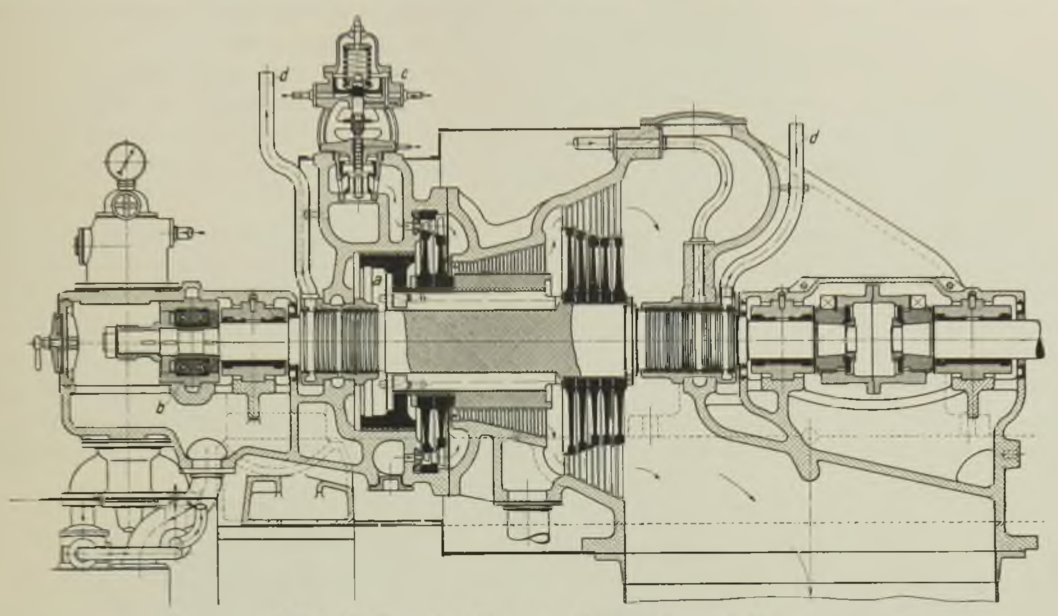


Abb. 193. Dampfturbine von Brown, Boveri & Co.

wirkt auf Kraftkolben, die die Düsenventile gegen eine Belastungsfeder anheben. Die Belastungsfedern haben abgestufte Stärke, so daß die Düsenventile mit zunehmendem

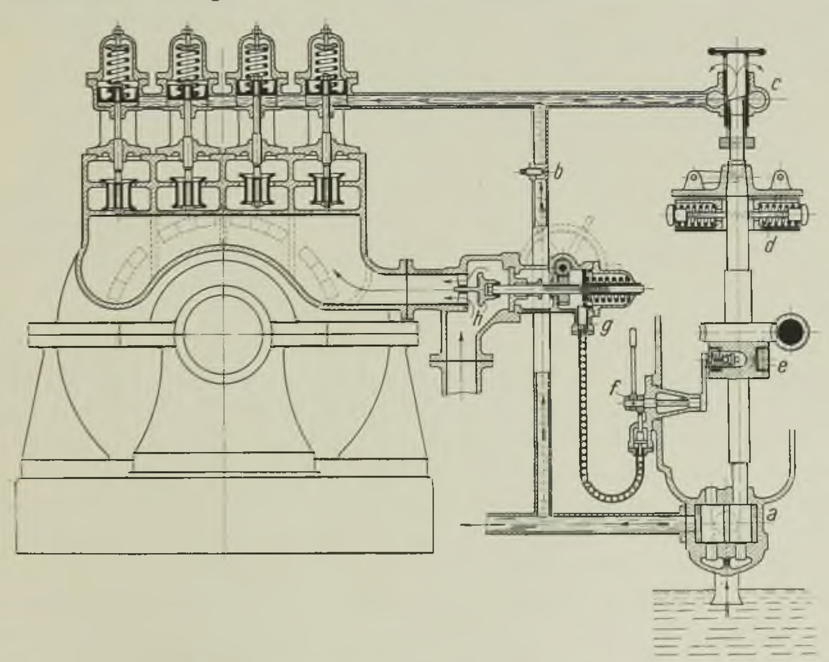


Abb. 194. Durchflußreglung der BBC-Dampfturbine.

Öldrucke nacheinander geöffnet werden. In der Abb. 194 ist diese Durchflußreglung schematisch dargestellt. Der Ölstrom, der von der Zahnradpumpe a erzeugt wird, verzweigt sich und entweicht durch schmale Spalte an den Kraftkolben wie durch den

eigentlichen Drosselspalt bei c. Dieser Drosselspalt wird durch eine mit der Reglermuffe verbundene Hülse mehr oder weniger verengt, infolgedessen der Öldruck stärker oder schwächer wird und die Düsenventile mehr oder weniger geöffnet werden. Die Hülse ist schräg abgeschnitten, so daß die Größe des Drosselspaltes und damit der Öldruck in einem fort schwankt und die Reglung dauernd spielt. Die obere Hülse läßt sich von Hand oder durch ein elektromagnetisches Klinkwerk heraus- oder hineinschrauben; dadurch wird der Drosselspalt höher oder tiefer gelegt und die Drehzahl der Turbine entsprechend geändert. Auf der Reglerwelle sitzt auch der Sicherheitsregler e, der den Schnellschluß des Hauptabsperrventils h auslöst, wenn die Drehzahl etwa um 10% höher wird als die normale.

105. Mehrgehäuseturbinen. Das Bestreben des heutigen Turbinenbaues, in einer Stufe ein möglichst geringes Gefälle zu verarbeiten, führt naturgemäß zu vielen Stufen. Zwischen zwei Lagern kann man aber nicht beliebig viele Stufen unterbringen; denn längere Wellen biegen sich stärker und ihre Eigenschwingungszahl kann leicht in das kritische Gebiet der Resonanz fallen. Um die Lagerentfernung zu verringern, teilt man daher die Turbine in mehrere Gehäuse auf. Dazu zwingen auch schon die höheren Dampftemperaturen; um Wärmedehnungen zu vermeiden, muß das heiße Hochdruckgehäuse von dem kälteren Niederdruckteil getrennt werden. Als Beispiel einer Mehrgehäuse-

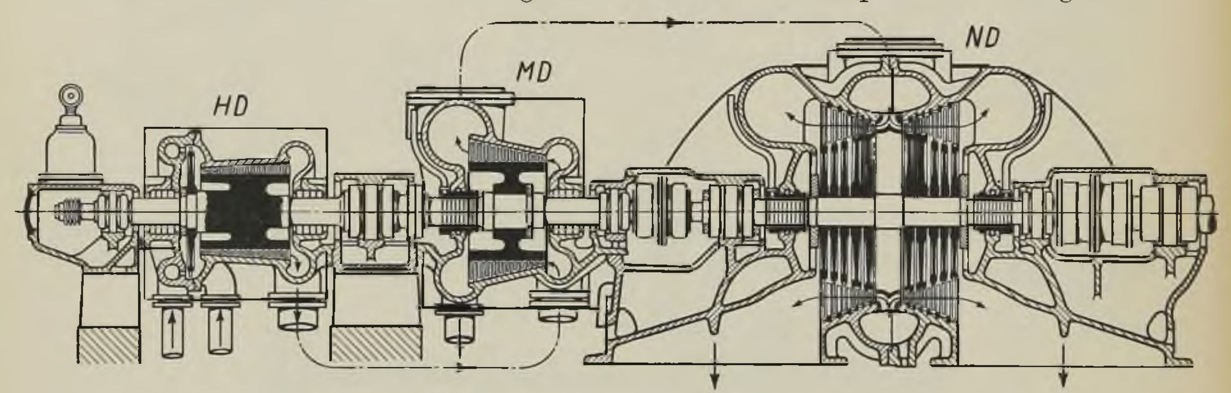


Abb. 195. Dreigehäuseturbine von Brown, Boveri & Co.

anordnung sei eine Dreigehäuseturbine von Brown, Boveri & Co. beschrieben, wie sie in Abb. 195 dargestellt ist. Die Turbine leistet bei $n = 1500$ bis zu 50000 kW. Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckteil sind in getrennten Gehäusen untergebracht. Alle drei Stufen besitzen Überdruckbeschaufelung. Dem Hochdruckteil ist ein Geschwindigkeitsrad vorgeschaltet. Damit bei der großen Leistung die Schaufeln im Niederdruckteil nicht zu lang werden, wird hier der Dampf zweiflutig geführt. Durch diese Anordnung wird gleichzeitig ein Ausgleich des Axialschubes im Niederdruckteil erreicht. Aus der Abb. 195 ist weiter zu ersehen, wie die Dampfwege im Hochdruckteil und im Mitteldruckteil entgegengesetzt verlaufen, wodurch auch in diesen Teilen die der Überdruckbeschaufelung eigenen axialen Schubkräfte ausgeglichen werden.

Die Unterteilung in mehrere Gehäuse wird auch bei kleineren Leistungen durchgeführt, wenn Druck und Temperatur des zur Verfügung stehenden Dampfes eine wirtschaftliche Ausnützung in einer Einzylinderturbine nicht gestatten.

106. Kondensationsturbine. Gegendruckturbine. Entnahmeturbine. Die normalen Dampfturbinen sind Kondensationsturbinen, in denen hochgespannter Dampf bis auf möglichst tiefen Druck ausgenutzt wird, dessen Größe durch die von der Kondensation erzeugte Luftleere gegeben ist. Besteht neben dem Kraftbedarf ein großer Wärmebedarf für Heizzwecke, dann ist es vorteilhaft, Krafterzeugung und Heizung miteinander zu kuppeln, derart, daß hochgespannter Dampf erzeugt wird, der erst in einer Dampfmaschine oder Dampfturbine arbeitet und dann, auf niedrigeren Druck ent-

spannt, heizt (vgl. Abschnitt XII). Im Zechenbetrieb erzeugt man neuerdings für Dampfturbinen Dampf von 20 bis 40 at, während man für die Fördermaschinen nur Dampf von 10 at braucht; dann wird man den sehr hoch gespannten Dampf erst in der Turbine, darauf in der Fördermaschine ausnützen.

Eine Turbine, deren ganzer Abdampf statt in die Kondensation in eine Heizung oder sonstwie gegen höheren Druck ausströmt, heißt Gegendruckturbine. Die Gegendruckturbine entspricht dem Hochdruckteil einer Kondensationsturbine; ihre ältere Bauart besteht gemäß Abb. 196 aus zwei Geschwindigkeitsrädern, die aus Düsen beaufschlagt werden. Wegen der neuen Bauart vgl. Abb. 190. Der Gegendruck beträgt je nach der geforderten Heiztemperatur bis 5 at und mehr. Die Reglung der Gegendruckturbine hat besonderen Bedingungen zu genügen; denn es werden sich selbstverständlich der Dampfbedarf für Kraftzwecke und der Dampfbedarf für Heizzwecke nicht gerade decken. Deshalb ist neben der Geschwindigkeitsreglung der Turbine eine Druckreglung anzuordnen, die den Druck vor der Heizung gleich hält. Arbeitet die Gegendruckturbine allein, so öffnet die Druckreglung überschüssigem, sich vor der Heizung anstauendem Dampf einen Ausweg, und setzt umgekehrt der Heizung gedrosselten Frischdampf zu, wenn es an Abdampf mangelt. Dient aber die Gegendruckturbine zum Antrieb einer Dynamo, die mit andern sonstwie angetriebenen Dynamos parallel arbeitet, so sucht man die Belastungsschwankungen des Netzes den andern Dynamos aufzubürden. Dann wählt man den Geschwindigkeitsregler der Gegendruckturbine so, daß er erst einsetzt, wenn die andern Turbinen ihre Leerlaufdrehzahl erreicht haben und läßt bis dahin die Füllung der Gegendruckturbine allein durch die Druckreglung beeinflussen, so daß bei zunehmendem Drucke vor der Heizung die Füllung verkleinert, bei abnehmendem Drucke die Füllung vergrößert wird. Dadurch erreicht man, daß die Gegendruckturbine ebensoviel Dampf aufnimmt, wie die Heizung verbraucht. Der Dampfverbrauch für die kWh ist bei der Gegendruckturbine mehrmal größer als bei der Kondensationsturbine, um so größer, je höher der Gegendruck ist. Aus der früheren Abb. 19, die das *is*-Diagramm für Wasserdampf bis 100 at darstellt, geht hervor, daß die Gegen-

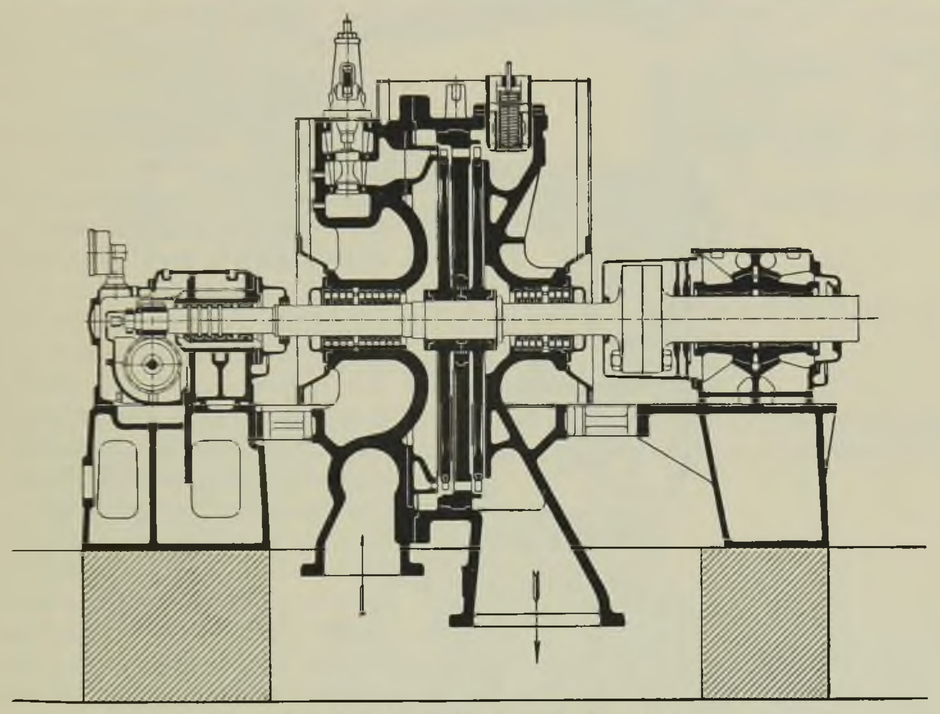


Abb. 196. Gegendruckturbine der MAN.

druckturbine erheblich günstiger wirkt, wenn man sie mit sehr hohem Anfangsdruck betreibt[1]. Die Leistungen der Gegendruckturbinen liegen innerhalb weiter Grenzen. Kleine Turbinen werden fast ausschließlich als Gegendruckturbinen einfacher Bauart ausgeführt, deren Abdampf irgendwie für Heizzwecke ausgenutzt wird oder im Niederdruckteil einer großen Turbine weiterarbeitet.

Wird nur ein Teil des entspannten Turbinendampfes für Heizung oder für andere Maschinen gebraucht, so entnimmt man den Dampf vor dem Niederdruckteil einer Kondensationsturbine mit dem entsprechenden Drucke. Je mehr Dampf man entnimmt, um so weniger wird der Niederdruckteil einer solchen Entnahme- oder Anzapfturbine ausgenutzt, und um so wichtiger ist es, daß der Hochdruckteil der Turbine günstig arbeitet. Die Entnahmeturbine stimmt in der Dampfverteilung grundsätzlich mit einer Verbunddampfmaschine überein, der man einen Teil des aus dem Hochdruckzylinder abströmenden Dampfes für Heizzwecke entnimmt. Die spätere Abb. 207 veranschaulicht, wie sich Hochdruck- und Niederdruckfüllung ändern, wenn der Maschine, während ihre Belastung gleich bleibt, einmal wenig, einmal viel Heizdampf entnommen wird.

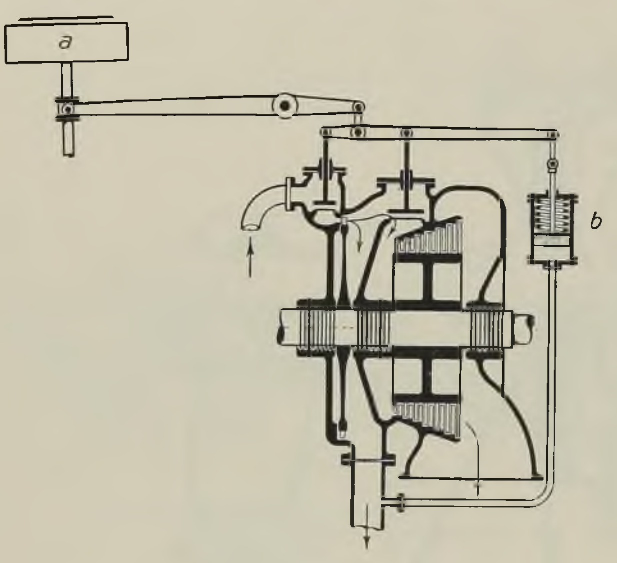


Abb. 197. Entnahmeturbine.

Abb. 197 veranschaulicht schematisch Aufbau und Reglung einer Entnahmeturbine. Der Heizdampf strömt vor der Niederdrucksteuerung ab. Hochdruckteil und Niederdruckteil, die voneinander durch eine Zwischenwand getrennt sind, werden besonders gesteuert, und beide Steuerungen werden sowohl von einem Geschwindigkeitsregler *a* wie von einem Druckregler *b* beherrscht. Und zwar verstellt der Geschwindigkeitsregler beide Steuerungen im selben Sinne, indem er z. B., wenn die Belastung der Turbine zunimmt, beide Steuerungen auf größere Füllung einstellt; der Druckregler aber, der den Entnahmedruck gleich hält, wirkt auf die Steuerungen in verschiedenem Sinne, indem er, z. B. wenn sich vor der Heizung Dampf anstaut, die Hochdruckfüllung verkleinert, die Niederdruckfüllung vergrößert.

Abb. 198 zeigt die konstruktive Ausführung einer Entnahmeturbine (BBC). Der Frischdampf tritt durch das Einlaßventil *a* ein und arbeitet in der aus einem Geschwindigkeitsrad bestehenden Hochdruckstufe. Hinter der Hochdruckstufe wird der Entnahmedampf abgeführt, während der restliche Dampf durch das Überströmventil *b* zum Niederdruckteil gelangt. Die dargestellte Turbine ist nur für kleine Leistungen bestimmt, da sich sonst die Unwirtschaftlichkeit der Hochdruckstufe (Gleichdruckrad) zu sehr auswirkt. Für große Leistungen wählt man daher Zweigehäuseturbinen, deren Hochdruckteil als normale Hochdruckturbine ausgeführt wird.

107. Abdampfturbinen. Frisch- und Abdampf- oder Zweidruckturbinen. Weil die Dampfturbine im Niederdruckteile wegen ihrer Fähigkeit, hohe Luftleere vorteilhaft auszunutzen, den Kolbenmaschinen überlegen ist, wird der Dampf besser ausgenutzt, wenn die Kolbenmaschine in eine Niederdruckturbine auspufft, als wenn sie mit Kondensation betrieben wird. Das gilt insbesondere für aussetzend arbeitende Maschinen, wie Fördermaschinen,

[1] Vgl. Zerkowitz: Das Gegendruckverfahren und seine Anwendung bei den Dampfturbinen. Z. V. d. I. 1924, S. 147 u. 1026.

Walzenzugmaschinen, Dampfhämmer usw. und hat zur Aufstellung von Abdampfturbinen geführt. Es war aber bei den Abdampfturbinen nötig, wenn Abdampf mangelte, der Abdampfturbine gedrosselten Frischdampf zuzusetzen, und überschüssigen

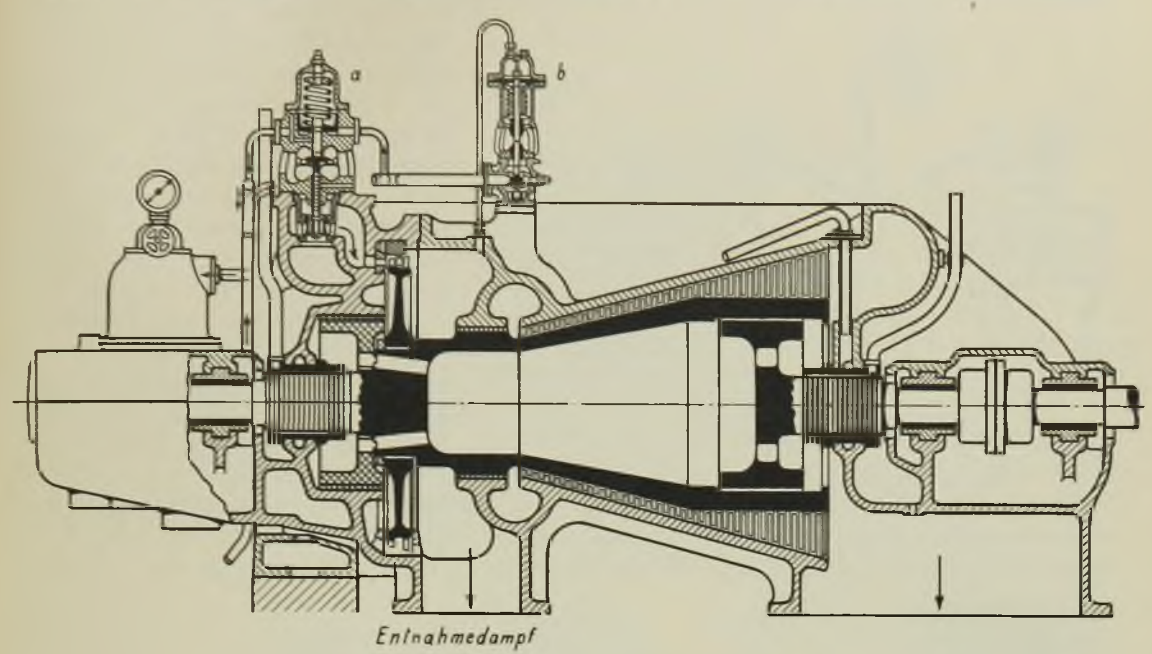


Abb. 198. Entnahmeturbine von Brown, Boveri & Co.

Abdampf mußte man ungenutzt entweichen lassen. Das minderte den durch die Abdampfturbine erzielbaren Gewinn beträchtlich, und man gab den Bau reiner Abdampfturbinen auf, als die Zweidruckturbine aufkam, durch die man den Abdampf vorteilhaft verwerten kann, ohne die gegenseitige Verstrickung der Abdampfturbine, der von ihr getriebenen Dynamo und der den Abdampf liefernden Kolbenmaschine in Kauf nehmen zu müssen.

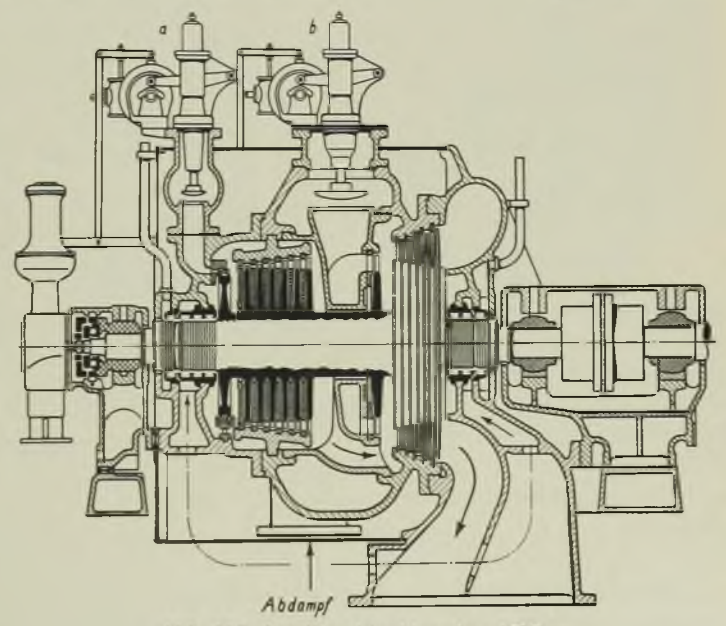


Abb. 199. Zweidruckturbine der AEG.

Die Zweidruckturbine ist eine Kondensationsturbine mit reichlich bemessenem, besonders gesteuertem Niederdruckteil, die sowohl Frischdampf empfängt, der erst im Hochdruckteil, dann im Niederdruckteil arbeitet, als auch Abdampf, der vor der Niederdrucksteuerung zutritt. Während man aber die reine Abdampfturbine gemäß der erwarteten Abdampfmenge bemessen muß, weil die zu große Abdampfturbine zu viel Zusatz von gedrosseltem Frischdampf fordert und die zu kleine den zu viel zuströmenden Abdampf nicht „schlucken" kann, fällt diese Rücksicht bei der Zweidruckturbine

fort. Man bemißt sie so groß, daß sie im allgemeinen den ihr zuströmenden Abdampf bewältigt. Mangelt anderseits Abdampf, so empfängt die Zweidruckturbine dafür mehr Frischdampf, der aber vorteilhaft ausgenutzt wird. Abb. 199 zeigt eine Zweidruckturbine der AEG von 3700 kW für 20000 kg/h Abdampfaufnahme. Der Abdampf tritt aus der seitlich an die Turbine herangeführten Abdampfleitung, die durch ein Ventil absperrbar ist, in die Turbine ein und wird von der Niederdrucksteuerung *b* gesteuert. Der Frischdampf umgeht hinter dem Hochdruckteil die erste Abdampfstufe.

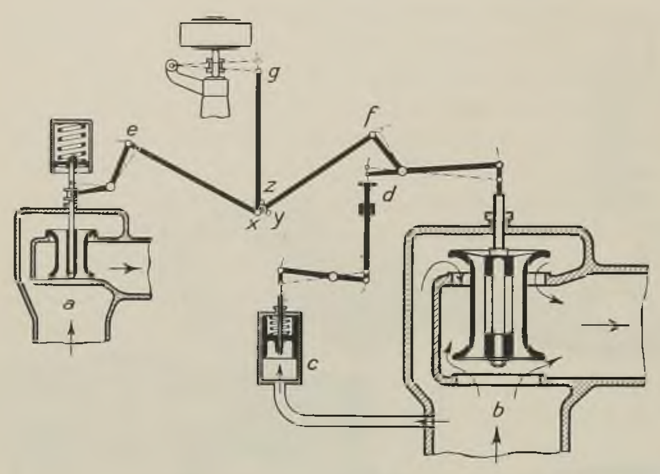


Abb. 200. Schema der Zweidrucksteuerung.

Die Reglung der Zweidruckturbine soll so wirken, daß in erster Linie der zur Verfügung stehende Abdampf verarbeitet und erst dann Frischdampf herangezogen wird. Ferner soll die Umstellung von überwiegendem Abdampfbetrieb auf überwiegenden Frischdampfbetrieb und die umgekehrte Umstellung möglichst ohne Änderung der Drehzahl vor sich gehen. Die Lösung ist zuerst von R a t e a u angegeben. Abb. 200

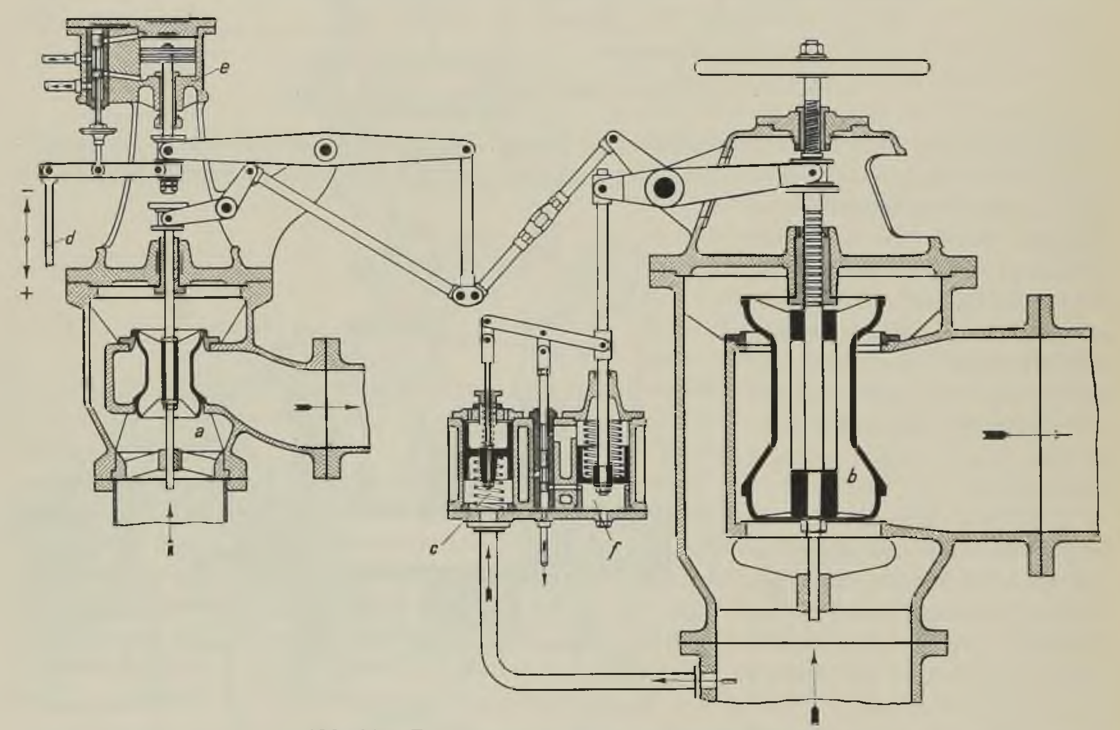


Abb. 201. Zweidrucksteuerung von Rateau (MAN).

stellt sie schematisch dar, Abb. 201 zeigt ihre konstruktive Durchbildung nach der Ausführung der MAN. Es ist ein Geschwindigkeitsregler *g* und ein Druckregler *c* vorhanden. Der Geschwindigkeitsregler wirkt auf das Frischdampfventil *a* und das Abdampfventil *b* im selben Sinne. Steigt z. B. die Belastung der Abdampfturbine, so sucht der niedergehende Regler beide Ventile zu heben. Doch ist das Frischdampfventil *a* zusätzlich durch eine Feder belastet, so daß zunächst das Abdampfventil angehoben wird und das Frisch-

dampfventil erst dann, wenn das Abdampfventil b ganz geöffnet ist. Sinkt umgekehrt die Belastung, so sucht der steigende Geschwindigkeitsregler beide Ventile zu schließen; doch schließt sich unter dem zusätzlichen Federdruck zuerst das Frischdampfventil. So ist also die Aufgabe gelöst, daß vor allem der Abdampf von der Turbine aufgenommen wird. Der Druckregler c besteht aus einem Kolben, der auf der einen Seite den Abdampfdruck empfängt, während die andere durch eine Feder belastet ist. Der Druckregler wirkt auf Frischdampfventil und Abdampfventil im entgegengesetzten Sinne. Sinkt z. B. der Abdampfdruck, weil zu wenig Abdampf zuströmt, so wird der Kolben des Druckreglers c durch die Belastungsfeder nach unten gedrückt; infolgedessen wird das Frischdampfventil angehoben, das Abdampfventil aber gesenkt. Steigt jedoch der Abdampfdruck, weil sich der Abdampf wieder anstaut, so wird der Kolben des Druckreglers wieder nach oben gedrückt, und das Frischdampfventil wird durch seine Feder geschlossen, wodurch das Abdampfventil gehoben wird. Der Druckregler kann, weil er bei d nur drücken, aber nicht ziehen kann, das Abdampfventil nur schließen, aber nicht öffnen. Andernfalls würde nämlich der Druckregler, wenn der Abdampfdruck steigt und zugleich die Belastung der Turbine abnimmt, das Abdampfventil entgegen dem Geschwindigkeitsregler wieder anheben, so daß die Turbine zu viel Abdampf erhält und durchgeht. An Stelle der in der schematischen Darstellung angedeuteten direkt wirkenden Regler sind in Wirklichkeit indirekt wirkende Regler angeordnet. In Abb. 201 ist e der Vorspannzylinder des Geschwindigkeitsreglers und f der Vorspannzylinder des Druckreglers c.

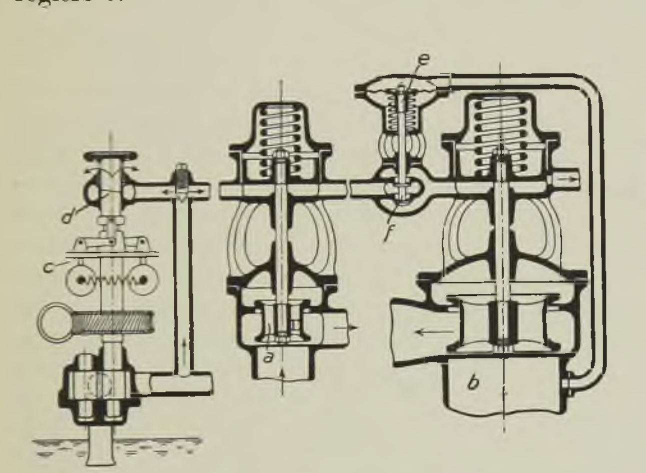


Abb. 202. Zweidruckregelung von Brown, Boveri & Co.

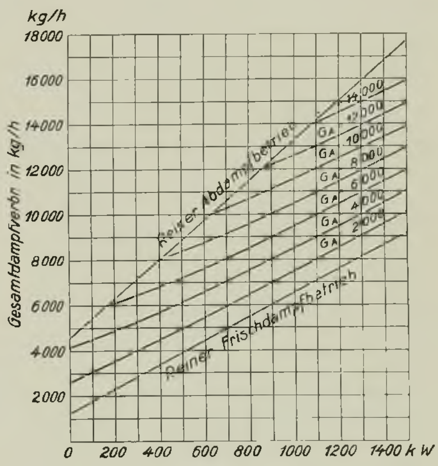


Abb. 203.

Bei den Zweidruckturbinen der AEG wird anstatt der oben dargestellten Drosselreglung sowohl für den Hochdruckteil wie für den Niederdruckteil die in Ziffer 104 besprochene Füllungsreglung mit gesteuerten Düsengruppen angewendet. Die Reglung der AEG-Zweidruckturbine stimmt grundsätzlich mit der Rateauschen Anordnung überein, ist aber von ihr konstruktiv unterschieden und ähnelt der in Abb. 197 dargestellten Reglung der Entnahmeturbine. Der Geschwindigkeitsregler wirkt im selben Sinne auf die Frischdampf- und die Abdampfsteuerung, der Druckregler im entgegengesetzten Sinne.

In Abb. 202 ist die Zweidrucksteuerung von Brown, Boveri & Co. veranschaulicht, die auf dem Grundsatz der früher in Ziffer 104 beschriebenen Durchflußreglung beruht. a ist das Frischdampfventil, b das Abdampfventil, c ist der Geschwindigkeitsregler, der den Drosselspalt d verengt oder erweitert, e ist der Druckregler, der mittels des Ventils f die Hochdruck- und die Niederdrucksteuerung scheidet. Bei hohem Abdampfdruck ist f voll geöffnet, und der Öldruck tritt in gleicher Stärke unter den Kolben des Frischdampf- und des Abdampfventils; doch wird zunächst das Abdampfventil geöffnet, weil das Frischdampfventil durch seine Feder stärker belastet ist. Bei sinkendem Abdampfdruck wird

der Ölstrom im Ventil f gedrosselt, so daß der Kolben des Frischdampfventils a stärkeren Druck empfängt und steigt, der Kolben des Abdampfventils dagegen schwächeren Druck empfängt und sinkt.

Wie sich der gesamte Dampfverbrauch einer Zweidruckturbine ändert, die zwischen reinem Frischdampfbetrieb und reinem Abdampfbetrieb arbeitet, und deren Belastung zwischen Null und Voll (1500 kW) liegt, zeigt Abb. 203, die sich auf eine Bergmann-Turbine bezieht (nach Stodola). G_A ist das Gewicht des stündlich zuströmenden Abdampfes.

108. Dampf- und Wärmeverbrauch der Dampfturbine. Thermodynamischer Wirkungsgrad der Dampfturbine. Es ist üblich, den Dampf- oder den Wärmeverbrauch von Dampfturbinen auf die effektive Leistung zu beziehen, bei Turbodynamos auf die abgegebene elektrische Energie. Es ist zweckmäßig festzulegen, ob die Antriebleistung der Kondensation zur Turbinenleistung gehört oder nicht. Der thermodynamische Wirkungsgrad der Dampfturbine, d. h. das Verhältnis ihres idealen zu ihrem wirklichen Dampfverbrauche wird in der Regel auf die effektive Leistung bezogen, wobei der Kraftverbrauch der Kondensation nicht berücksichtigt wird. Bei Turbodynamos bezieht man ihn auch auf die elektrische Leistung. Für die verlustlos arbeitende Dampfturbine kann man den Dampfverbrauch aus dem is-Diagramm entnehmen, indem man von dem Punkte, der den durch den Anfangsdruck und die Anfangstemperatur gegebenen Anfangszustand des Dampfes darstellt, senkrecht bis zur Linie des Enddruckes geht und zunächst das adiabatische Wärmegefälle ermittelt. Ist dieses z. B. 211 kcal, so verbraucht die verlustlose Dampfturbine, da 1 PSh = 632 kcal ist, 632 : 211 = 3 kg Dampf/PSh. Ist der tatsächliche Dampfverbrauch 4,2 kg/PS$_e$h, so ist der thermodynamische Wirkungsgrad = 3 : 4,2 = 71,4 %. Kennt man umgekehrt den thermodynamischen Wirkungsgrad, so kann man aus dem idealen den wirklichen Dampfverbrauch feststellen. Der thermodynamische Wirkungsgrad hängt vom Dampfdruck, vom Vakuum, von der Überhitzung, von der Belastung und ferner in erheblichem Maße davon ab, ob es sich um eine große oder kleine Maschine handelt. Abb. 204 zeigt, wie sich etwa bei normalen Frischdampfkondensationsturbinen der thermodynamische Wirkungsgrad mit der Maschinengröße ändert. Die Linie gilt für die üblichen Eingehäuseturbinen; bei den neuen Mehrgehäuseturbinen mit verbessertem Hochdruckteil sind erheblich höhere Werte für η_{th} anzunehmen.

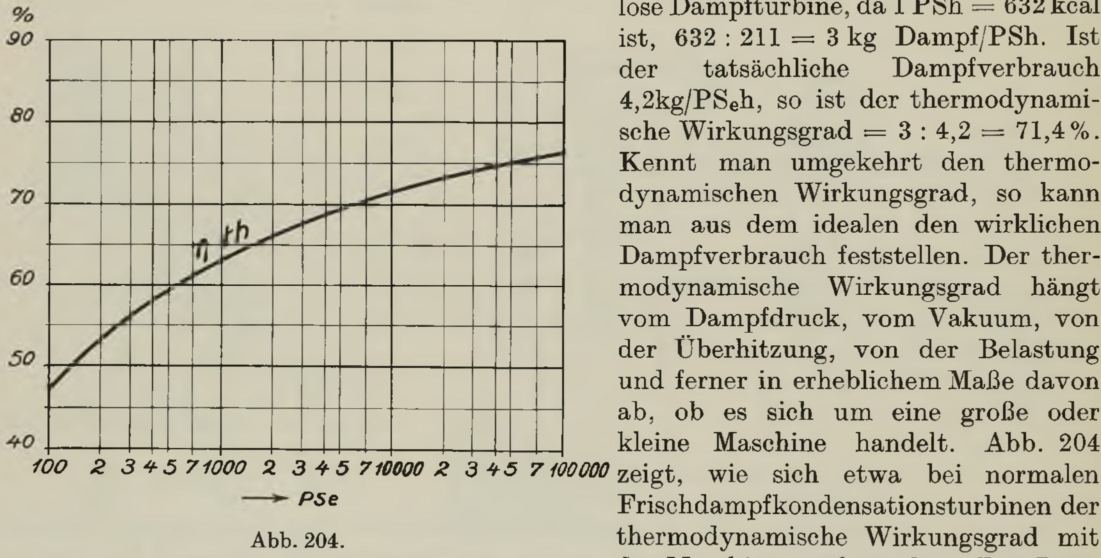


Abb. 204.

Der Dampfverbrauch großer Eingehäuse-Turbodynamos, die mit hochgespanntem, hochüberhitztem Dampf und 90 bis 92 % Vakuum arbeiten, beträgt bei voller Belastung einschließlich des Aufwandes für Kondensation und Erregung 6 bis 7 kg/kWh. Um den Dampf zu erzeugen, braucht ein Turbinenkraftwerk im Jahresmittel etwa 1 kg Steinkohle für die Kilowattstunde. Im einzelnen hängt der Dampfverbrauch vom Dampfzustande, vom Vakuum, von der Turbinengröße, der Drehzahl usw. ab. Wo es darauf ankommt, darf man nur die verbürgten oder durch Versuch festgestellten Dampfverbrauchzahlen zugrunde legen. Als erster Anhalt sind die im folgenden gegebenen Beziehungen anwendbar. Es verbraucht eine vollbelastete, den Dampfverhältnissen entsprechend gebaute Kondensations-Dampfturbine von N_e PS, die mit $n = 3000$ läuft, mit Dampf von 15 ata und 325^0 betrieben wird und mindestens 500 PS leistet, bei einem Va-

kuum von $\mathfrak{V} = 90-98\%$ ausschließlich des Kraftaufwandes für die Kondensation, überschlägig

$$D = 8{,}3 - 0{,}05\,\mathfrak{V} + \frac{1500}{N_e}\ \mathrm{kg/PS_eh}\,.$$

Um den Dampfverbrauch für 1 kWh einschließlich des Kraftaufwandes für die Kondensation und die Erregung überschlägig zu ermitteln, multipliziere man die für 1 PS_eh gefundenen Werte mit 1,5.

Sind Dampfdruck, Dampftemperatur und Belastung anders wie oben angenommen, so ändert sich der Dampfverbrauch etwa wie folgt:

a) Zwischen 8 und 20 at für + 1 at um − 1 %, für − 1 at um + 1 %.

b) Zwischen 225° und 350° für + 7° um − 1 %, für − 6° um + 1 %.

Der Kraftaufwand für die Kondensation beträgt bei Frischdampfturbinen etwa 3 %, bei Abdampfturbinen etwa 7 % der vollen Turbinenleistung.

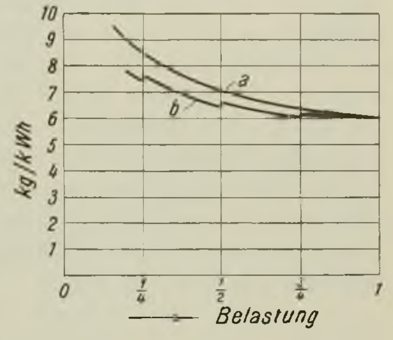


Abb. 205. Vergleich zwischen Drossel- und Düsenreglung.

Geht die Belastung der Turbine herunter, so steigt der Dampfverbrauch. Abb. 205 zeigt, wie etwa der Dampfverbrauch einer Turbine steigt, wenn die Belastung bis auf ¼ zurückgeht. Linie *a* gilt für Drosselreglung, Linie *b* für Düsenreglung.

Beispiel. Eine vollbelastete Dampfturbine von 10000 PS_e braucht bei 15 ata, 325°, 90% Vakuum

$$D = 8{,}3 - 0{,}05 \cdot 90 + \frac{1500}{10000} = 3{,}95\ \mathrm{kg/PS_eh}$$

(ohne Kondensationsarbeit) und 5,93 kg/kWh einschließlich Kondensationsarbeit usw.

Würde der Dampfdruck auf 10 ata, die Dampftemperatur auf 265° zurückgehen, so würde *D* auf

$$3{,}95 \cdot 1{,}05 \cdot 1{,}10 = 4{,}57\ \mathrm{kg/PS_eh}$$

steigen.

Zahlentafel 19. Dampfverbrauch von Abdampfturbinen in kg/PS_eh.

Kondensatordruck	Eintrittsdruck in at abs.		
	2,0	1,0	0,5
0,08	9,3	12	16,5
0,13	10,7	14,4	21,5
0,18	12	16,5	28

Nach Dubbel ist der gesamte Dampfverbrauch von Abdampfturbinen in kg/PS_eh der Zahlentafel 19 zu entnehmen; andere Quellen geben niedrigere Zahlen.

109. Regeln für Leistungsversuche an Dampfturbinen[1]. In den durch den Verein deutscher Ingenieure aufgestellten Regeln für Abnahmeversuche an Dampfanlagen sind besondere Regeln für Abnahmeversuche an Dampfturbinenanlagen enthalten, die im folgenden im Auszuge wiedergegeben sind.

Nutzleistung einer Turbodynamo ist die Leistung an den Klemmen; jedoch ist der Kraftbedarf elektrisch angetriebener Hilfsmaschinen abzuziehen. Bei dampfangetriebenen Hilfsmaschinen, deren Abdampf in der Hauptturbine weiter ausgenutzt wird, gehört die Nutzleistung des Abdampfes zur Nutzleistung der Turbine und der Dampfverbrauch der Hilfsmaschinen zum Gesamtverbrauch. Die Leistung der direktgekuppelten Erregermaschine gehört nicht zur Nutzleistung; bei fremder Erregung ist die Erregerleistung von der Klemmenleistung der Turbodynamo abzuziehen. Nutzleistung einer Turbine, die einen Turbokompressor usw. oder eine von anderer Seite gelieferte Dynamo treibt, ist die Leistung an der Kupplung.

In erster Linie sind die Nutzleistung und der Dampfverbrauch für die Arbeitseinheit zu messen. Die Versuchsverhältnisse sollen möglichst gleich gehalten werden, erforderlichenfalls durch künstliche Belastung. Druck und Temperatur des Dampfes sind unmittelbar vor dem Hauptabsperrventil, das Vakuum ist am Flansch des Kondensatorstutzens zu messen. Der Dampfverbrauch ist zu ermitteln

[1] Vgl. auch die Ziffern 32 und 89, die Auszüge aus den durch den Verein deutscher Ingenieure aufgestellten Regeln für Abnahmeversuche an Dampferzeugern und Kolbendampfmaschinen enthalten.

a) durch Messung des im Oberflächenkondensator niedergeschlagenen Dampfes oder
b) durch Messung des Dampfes mittels Düsen oder
c) durch Wiegen des Speisewassers.

Bei der Kondensatmessung ist folgendes zu berücksichtigen: Der Kondensator soll dicht sein; die durch etwaige Undichtheiten in den Dampfraum eindringende Kühlwassermenge ist festzustellen. Bei Wasserstrahlluftpumpen kondensiert etwas Dampf und wird mit dem Arbeitswasser, sofern es nicht im Kreislauf verwendet wird, mitgeführt[1], so daß der durch die Kondensatmessung ermittelte Dampfverbrauch kleiner als der tatsächliche ist. Die mitgerissene Kondensatmenge ist nach Möglichkeit zu bestimmen. Schließlich ist der Dampf, der nicht in den Kondensator gelangt, besonders zu messen, wie Stopfbüchsendampf, Dampf von Dampfstrahlluftpumpen usw. Versuche, bei denen das Speisewasser gewogen wird, sollen 5 bis 6 Stunden dauern, und gelten mit 2,5% Spiel. Bei Kondensatmessung genügt eine ½ bis 1stündige Versuchsdauer; die Messung gilt, wenn die Belastung gleichmäßig gewesen, ohne Spiel. Für Messungen des Dampfverbrauches mittels geeichter Düsen genügt einstündige Versuchsdauer und die Messung gilt mit 5% Spiel.

XII. Verwertung des Abdampfes von Dampfkraftmaschinen[2].

110. Allgemeines. Es sind zwei grundsätzlich verschiedene Arten von Abdampfverwertungsanlagen zu unterscheiden: einmal handelt es sich darum, den Abdampf von Dampfmaschinen und Dampfturbinen für Heizzwecke zu verwenden, also den Kraft- und den Heizungsbetrieb miteinander zu kuppeln, welche Aufgabe in chemischen Fabriken, Papierfabriken usw. in erster Reihe steht; dann gilt es, den Abdampf ungünstig arbeitender Kolbenmaschinen in günstiger arbeitenden Niederdruckturbinen auszunutzen, welche Aufgabe im Zechenbetriebe von Bedeutung ist.

111. Die Verwendung des Abdampfes zu Heizzwecken. Da der Abdampf noch sehr viel Wärme enthält, die bei der Verflüssigung des Dampfes frei wird, so ist die Verbindung von Kraft- und Heizbetrieb von außerordentlichem Vorteil. Wird ihr ganzer Abdampf zur Heizung verwendet, so ist die Dampfkraftmaschine die denkbar wirtschaftlichste Kraftmaschine. Für die so außerordentlich günstige und deshalb so viel angestrebte Kupplung des Kraft- und Heizbetriebes ist aber Vorbedingung, daß sich der Dampfbedarf für Kraftzwecke und der Dampfbedarf für Heizzwecke decken, wie es bei chemischen Fabriken, Papier- und Zellstoffabriken, Brauereien usw. im Zusammenhange der Fabrikation etwa der Fall ist. Bei Bergwerken, Hüttenwerken, Maschinenfabriken usw. besteht im Zusammenhange des Betriebes nur ein verhältnismäßig kleines Bedürfnis für Heizdampf. Das Speisewasser vermag nicht viel Wärme aufzunehmen, und, je höher das Speisewasser vorgewärmt wird, um so weniger wirkt der Rauchgasvorwärmer. Für Raumheizung ist nur in der kalten Jahreszeit zu sorgen. Dagegen brauchen die Waschkauen der Zechen das ganze Jahr Wärme. Die Verbindung eines Kraftwerkes mit einem Fernheizwerk hat die Schwierigkeit, daß die Kraftmaschinen, die im Winter gegen den Druck der Heizung arbeiten, im Sommer mit Kondensation zu betreiben sind. Eine Badeanstalt oder eine Warmwasserbereitung an ein Kraftwerk anzuschließen, ist wegen der gleichmäßigeren Wärmeentnahme günstiger.

[1] Vgl. Ziffer 94.

[2] Die Verwendung der Abwärme von Gasmaschinen ist in Ziffer 125 besprochen. Aus der Literatur ist hervorzuheben: Schneider, L.: Die Abwärmeverwertung im Kraftmaschinenbetrieb. Berlin: Julius Springer 1923. Auf die Aufsätze von Dipl.-Ing. Lüth über die Abwärmeverwertung auf Kohlenzechen, Glückauf 1920, S. 668 und 1037, sei hingewiesen.

Wo der Heizbetrieb die Grundlage bildet, handelt es sich eigentlich nicht um eine Heizung durch Abdampf, sondern es ist dem Heizbetrieb ein Kraftbetrieb vorgeschaltet. Indem man mit geringem Mehraufwand an Wärme anstatt des für die Heizung gebrauchten Niederdruckdampfes hochgespannten Dampf erzeugt, befähigt man den Dampf, bevor er heizt, in einer Dampfkraftmaschine gegen den Druck der Heizung zu arbeiten. Je nach der erforderten Temperatur wird Heizdampf von 1 bis 5 at absolutem Druck verwendet. Unter Umständen verwendet man auch Dampf zur Heizung, der unter atmosphärischen Druck entspannt ist; Dampf von ½ ata z. B. hat noch 80° Temperatur. Man spricht dann von Vakuumdampfheizung.

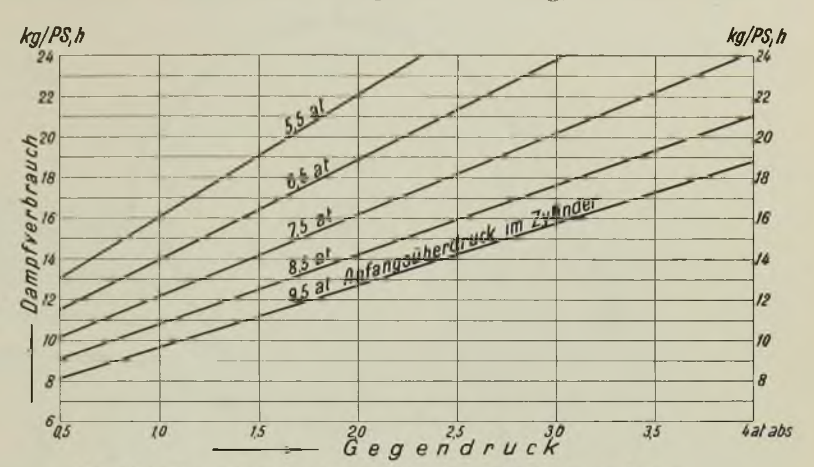


Abb. 206. Dampfverbrauch von Gegendruckkolbenmaschinen.

Den Überdruck des Dampfes über den Heizungsdruck nutzt man in Gegendruckkolbenmaschinen oder Gegendruckturbinen aus. Die Gegendruckkolbenmaschine braucht weniger Dampf als die Gegendruckturbine, oder — mit anderen Worten — die in die Heizung auspuffende Kolbenmaschine leistet mit gegebener Dampfmenge mehr als die Turbine[1]. Der Abdampf der Kolbenmaschine ist aber zu entölen, während die Turbine ölfreien Dampf liefert und auch besser für überhitzten Dampf geeignet ist. Aus Abb. 206[2] ist zu entnehmen, wieviel Kilogramm Dampf für 1 PS_ih die Einzylinder-Sattdampfmaschine bei Gegendrücken von 0,5 ata bis 4 ata und bei verschieden großen Anfangsdrücken im Zylinder braucht. Die umgekehrten Werte ergeben, wieviel PS_ih mit 1 kg Dampf unter den angegebenen Druckverhältnissen geleistet werden[3]. Wegen der Reglung der Gegendruckdampfmaschinen und -turbinen vgl. Ziffer 106.

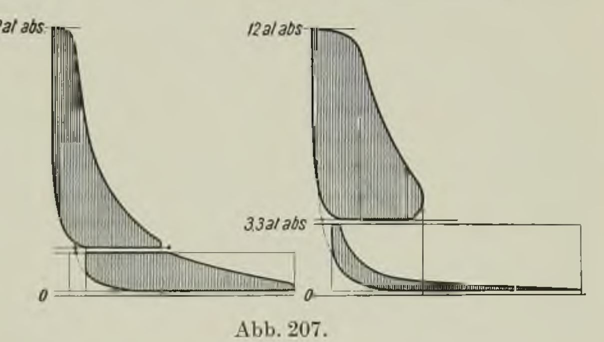


Abb. 207.

Wird nicht der ganze Abdampf der Dampfkraftmaschine für Heizzwecke benötigt, so entnimmt man Heizdampf von erforderlichem Druck, sogenannten Zwischendampf, entweder dem Aufnehmer einer Verbundmaschine oder dem Niederdruckteil einer Dampfturbine. Abb. 207 (nach Dubbel) veranschaulicht, wie sich bei einer Entnahmemaschine die Dampfverteilung ändert, wenn sich bei gleichbleibender Leistung der Dampfmaschine die Heizdampfentnahme ändert. Wird kein Heizdampf entnommen, so wirkt die Maschine als normale Verbundmaschine. Wird viel Heizdampf entnommen, so erhält der Hochdruckzylinder große, der Niederdruckzylinder kleine Füllung. Über Aufbau und Reglung der Entnahmeturbinen vgl. Ziffer 106. Vielfach läßt man durch den Druckregler nur die Niederdrucksteuerung verstellen, so daß z. B. bei steigendem Entnahmedruck die Niederdruckfüllung vergrößert wird. Die entsprechende Verkleinerung der Hochdruckfül-

[1] Wegen der neuen verbesserten Hochdruckturbinen siehe die Ziffern 101 bis 104.
[2] Dem S. 166 unter Anm. 2 angegebenen Werke von Schneider entnommen.
[3] Je höher der Anfangsdruck, um so günstiger ist es.

lung muß dann der Geschwindigkeitsregler einstellen, der zur Wirkung kommt, wenn die Maschine infolge der zu groß gewordenen Dampfzufuhr schneller zu laufen beginnt. Allerdings schwankt dadurch die Drehzahl stärker. Ist die Drehzahl gebunden, weil die Maschine auf ein Drehstromnetz arbeitet, so schwankt die Belastung der Entnahmemaschine entsprechend. Gehen die Änderungen der Heizdampfentnahme allmählich vor sich,

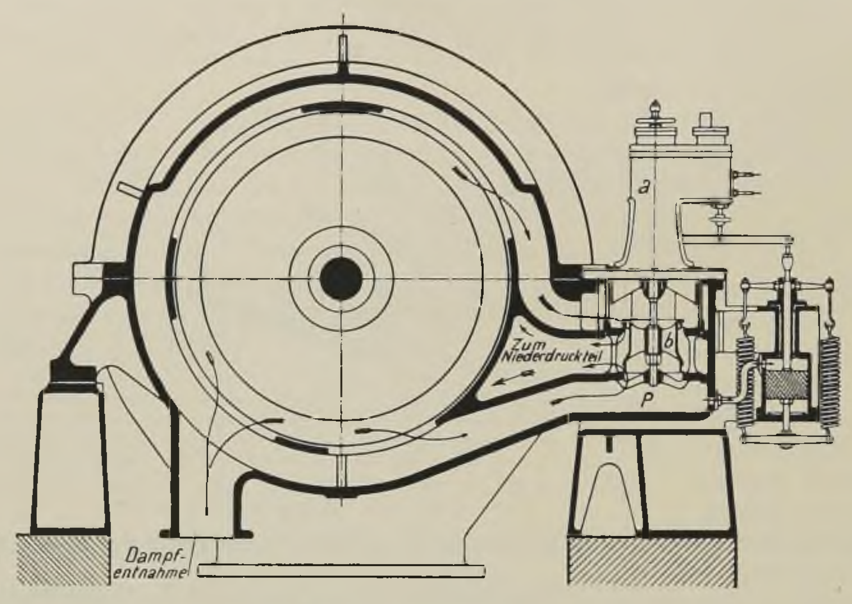


Abb. 208. Entnahmeturbine der MAN.

kann man die Drehzahl bzw. die Größe der Belastung von Hand nachregeln. Abb. 208 (MAN) zeigt den Querschnitt einer Entnahme- oder Anzapfturbine, bei welcher der Druckregler nur die Niederdruckfüllung ändert. Steigt der Entnahmedruck p, so wird mittels des Öldruckmotors a das Ventil b gehoben, und es strömt mehr Dampf zum Niederdruckteil der Turbine.

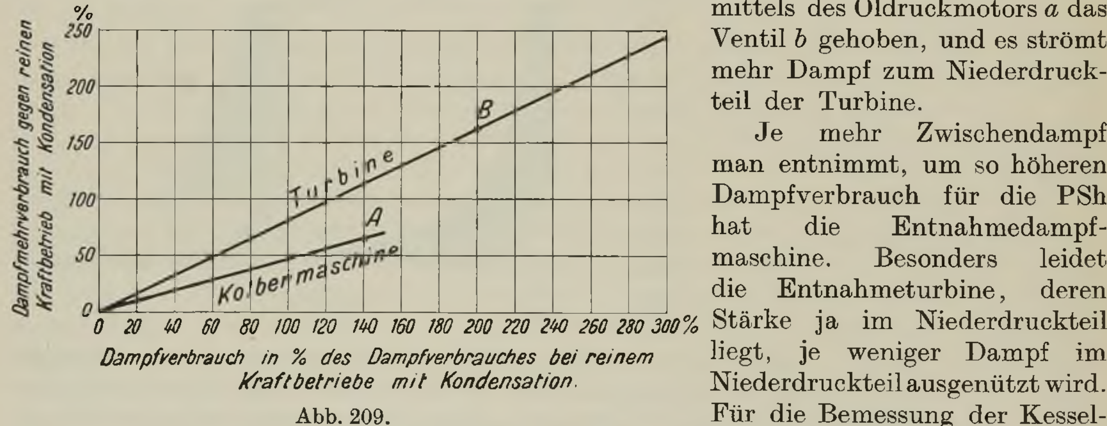


Abb. 209.

Je mehr Zwischendampf man entnimmt, um so höheren Dampfverbrauch für die PSh hat die Entnahmedampfmaschine. Besonders leidet die Entnahmeturbine, deren Stärke ja im Niederdruckteil liegt, je weniger Dampf im Niederdruckteil ausgenützt wird. Für die Bemessung der Kesselanlage gilt[1] als erster Anhalt folgendes: Bei den Kolbenmaschinen steigt für je 10% Dampfentnahme (bezogen auf die bei reinem Kraftbetriebe mit Kondensation verbrauchte Dampfmenge) der Frischdampfverbrauch um 5%; bei Dampfturbinen ist aber der entsprechende Mehrverbrauch an Frischdampf = 8%. Abb. 209[1] veranschaulicht die Verhältnisse.

Daß die Verbindung des Heiz- und des Kraftbetriebes von größtem Vorteil ist, ist längst erkannt und auch durchgeführt, wo günstige Bedingungen gegeben sind. Im Zechenbetrieb selbst sind Heiz- und Kraftbetrieb nur in geringem Umfange kuppelbar;

[1] Siehe Schneider: Abwärmeverwertung, S. 119 bzw. 113.

deshalb ist man dazu übergegangen, den Zechenkraftbetrieb mit anderen Fabrikbetrieben zu verbinden, die viel Wärme brauchen, und es ist geplant, Fernheizwerke an Zechenkraftwerke anzuschließen. Im unterirdischen Grubenbetriebe ergibt sich eine Abdampf-

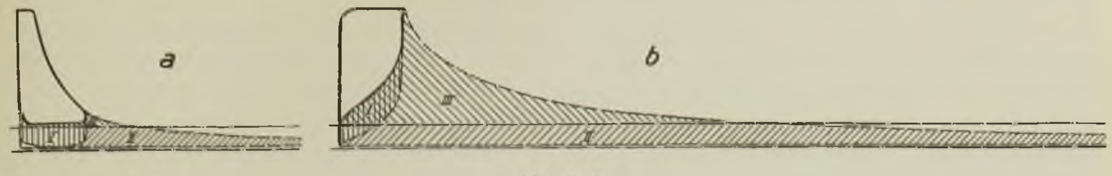


Abb. 210.

verwertung besonderer Art, wenn man nach Heise[1] den niederzuschlagenden Abdampf von Dampfwasserhaltungen benützt, um den ausziehenden Wetterstrom zu heizen.

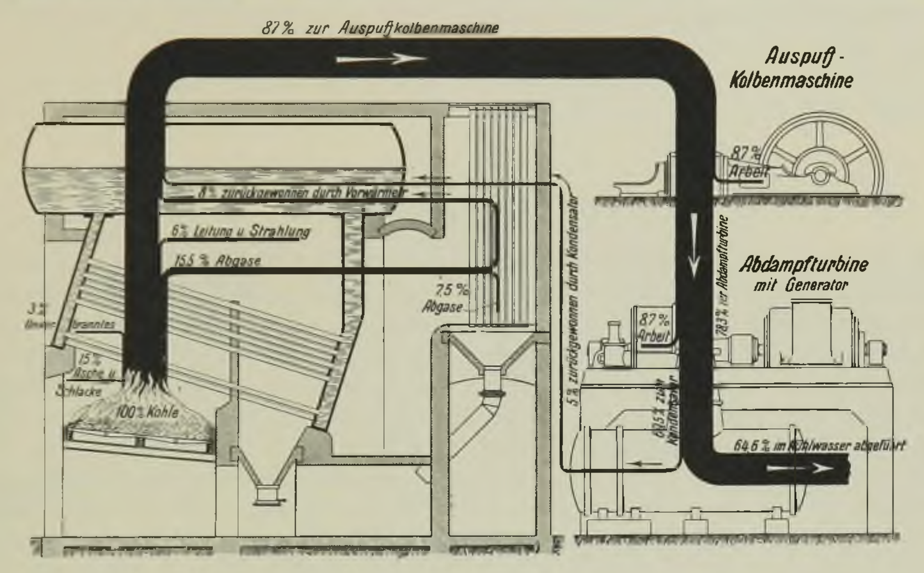


Abb. 211. Wärmestromdiagramm einer Dampfkraftanlage mit Abdampfturbine (Sankey-Diagramm).

112. Verwendung des Abdampfes von Kolbenmaschinen in Niederdruckdampfturbinen. Die Grundlage, auf der die Abdampfverwertung in Abdampf- oder Zweidruckturbinen beruht, ist in Ziffer 107 dargestellt; ebenda sind Aufbau und Reglung der Abdampf- und Zweidruckturbinen besprochen. Für die Dampfturbine ist Abdampf von etwa 1,2 at etwa halb (genauer 45%) so viel wert, wie üblicher Frischdampf.

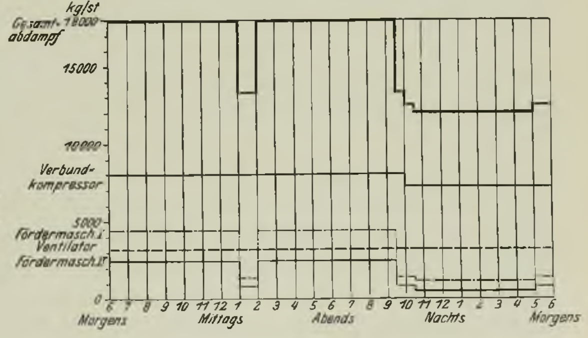


Abb. 212. Abdampfmengen einer Zeche.

Ursprünglich waren es die älteren, mit unzweckmäßigen Steuerungen ausgerüsteten Fördermaschinen, bei denen es besonders reizte, die großen Abdampfmengen günstig auszunützen. In der Abb. 210 ist das Diagramm *a* einer vorteilhaft mit kleiner Füllung arbeitenden Fördermaschine dem Diagramm *b* einer mit voller Füllung arbeitenden entgegengestellt. Durch Kondensation wären die Flächen *I* zu gewinnen, durch Verwertung des Auspuffdampfes in einer Abdampfturbine die Fläche $I + II$, verloren gehen die

[1] Glückauf 1923, S. 693.

Flächen *III*. Durch die Verwertung des Abdampfes in einer Turbine kann man die schlechte Fördermaschine erheblich verbessern; trotzdem bleibt die Ausnutzung des Dampfes unvollkommen. Die günstige Dampfverteilung, wie sie im Diagramm *a* dargestellt ist, bleibt unter allen Umständen zu erstreben.

An und für sich ist es vorteilhaft, auch den Abdampf von Kolbenkompressoren und den Kolbenantriebsmaschinen der Ventilatoren in Turbinen auszunützen, wie es das Wärmestromdiagramm Abb. 211 (MAN) zeigt. Bedingung ist aber, daß man die mittels des Abdampfes erzeugte Energie verbrauchen kann. Dabei ist zu bedenken, daß die auspuffenden Dampfmaschinen selbstverständlich viel mehr Dampf brauchen, als wenn sie mit Kondensation betrieben würden. Abb. 212 zeigt an einem Beispiel, welche Abdampfmengen auf einer Zeche etwa in Frage kommen. In dem Maße, wie bei dem steigenden Druckluftbedarfe der Turbokompressor Boden gewinnt, tritt übrigens der Kolbenkompressor als etwaiger Lieferer von Abdampf zurück. Der durch eine Zweidruckturbine angetriebene Turbokompressor eignet sich umgekehrt ausgezeichnet zur Verwertung von Abdampf.

XIII. Wärmespeicher[1].

113. Allgemeines über Wärmespeicher. Wärmespeicher stellen ein Ausgleichmittel in Dampfkraftanlagen dar. Einmal dienen sie dazu, die gleichmäßige Dampferzeugung einer Kesselanlage dem schwankenden Dampfbedarf anzupassen, während sie anderseits im Abdampfbetriebe schwankende Abdampfmengen einem gleichmäßig arbeitenden Dampfverbraucher angleichen sollen. Die verschiedenen Speicherungsmöglichkeiten ergeben sich bei der Verfolgung der einzelnen Arbeitsstufen des Kreisprozesses einer Dampfkraftanlage: 1. Vorwärmung des Wassers, 2. Erhitzung auf Siedetemperatur, 3. Verdampfung, 4. Expansion und 5. Kondensation des Dampfes. Praktische Speicherungsmöglichkeiten bieten die 2. und 3. Stufe. Arbeitet der Kessel, einer mittleren Belastung entsprechend, unverändert mit gleicher Wärmezufuhr, so ergibt sich bei Unterbelastung Wärmeüberschuß. Diese Überschußwärme speichert man in der 2. Stufe als Wasserwärme oder in der 3. Stufe als Dampfwärme. Bei Überbelastung des Kessels kann dann die Energiezufuhr der Feuerung dieselbe bleiben, wie bei mittlerer Belastung, wenn die vorher gespeicherte Wärme zur Deckung der Belastungsdifferenz wieder in das Arbeitssystem zurückgeführt wird. Beim Abdampfbetriebe fehlt der oben dargelegte Kreisprozeß; hier handelt es sich lediglich um die Speicherung der Dampfwärme.

Speicherung der Wasserwärme besteht einfach in der Ansammlung heißen Wassers von gleicher Temperatur und gleichem Druck wie das Kesselwasser. Da die Speicherung bei stets gleichbleibendem Druck erfolgt, nennt man Speicher dieser Art Gleichdruckspeicher.

Die Speicherung der Dampfwärme bietet dagegen mehrere Möglichkeiten. Speichert man den Dampf als solchen, so geschieht dieses in reinen Dampfspeichern. Wird dagegen der Aggregatzustand geändert, indem man den Dampf in Wasser niederschlägt, welches dabei die Dampfwärme aufnimmt, so kann die Wärme in Dampfform nur zurückgegeben werden, wenn der Druck über dem Wasser ständig unter dem Siededruck gehalten wird. Derartig arbeitende Speicher nennt man Gefällespeicher, da der entnommene Dampf keinen gleichbleibenden, sondern einen mit der Entspeicherung fallenden Druck besitzt.

114. Gleichdruckspeicher. Gleichdruckspeicherung, also Speicherung von Heißwasser, hat man mehr oder weniger bei fast allen Kesseln. Sie erfolgt im Speiseraum des

---

[1] Es sei verwiesen auf Pauer: Energiespeicherung. Dresden: Th. Steinkopff 1928.

Kessels und wird als Speiseraumspeicherung bezeichnet. Die größte Speichermenge ist gleich der Speisewassermenge, die zwischen niedrigstem und höchstem Wasserstand zugeführt werden kann. Bei Unterbelastung wird der Kessel stärker gespeist als im normalen Betriebe, bis der höchste Wasserstand erreicht ist. Tritt dann Überbelastung ein, so wird die Speisung vermindert oder ganz abgestellt. Dann hat der Kessel bei gleicher Wärmezufuhr in der Feuerung nur noch die Verdampfungswärme aufzubringen, da das Wasser bereits auf den Siedepunkt erwärmt ist; die Dampferzeugung kann also bei gleicher Energiezufuhr durch die Feuerung beträchtlich gesteigert werden. Der Arbeitsbereich erstreckt sich vom höchsten bis zum niedrigsten Wasserstand. Die Speicherfähigkeit (Kapazität) ist demnach bei Flammrohrkesseln am größten, da sie gegenüber anderen Kesselsystemen den größten Speiseraum besitzen. Bei den modernen Röhrenkesseln kann der Speiseraum und damit die Speicherfähigkeit durch Zuschalten eines besonderen Gleichdruckspeichers beliebig vergrößert werden.

Als Beispiel sei die Anordnung und Wirkungsweise des Gleichdruckspeichers von Dr. Kiesselbach erläutert (vgl. Abb. 213). Der Speicher ist ein zylindrischer Behälter, welcher mit dem Kessel durch die Wälzleitung und die Überlaufleitung verbunden ist. Eine Pumpe in der Wälzleitung sorgt für ständigen Wasserumlauf zwischen Kessel und

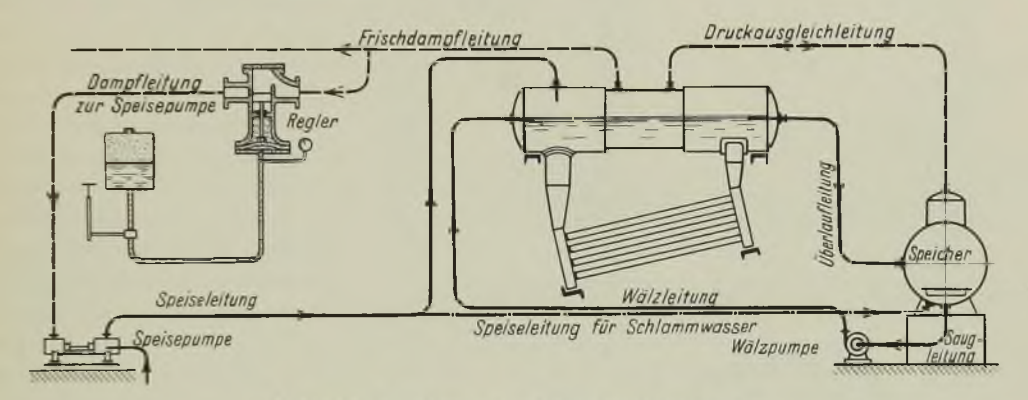


Abb. 213. Anordnung des Kiesselbach-Speichers.

Speicher. Um im Kessel und Speicher denselben Druck herzustellen, werden die Dampfräume beider durch die Druckausgleichleitung miteinander verbunden. Die Speisepumpe fördert entweder direkt in den Kessel, oder, wenn bei der Erwärmung des Wassers starke Schlammabscheidung zu erwarten ist, zunächst in den Speicher, aus welchem der Schlamm leicht entfernt werden kann.

Der Ausgleich der Belastungsschwankungen erfolgt in der Weise, daß bei geringer Belastung mehr Wasser in den Kessel gespeist wird, als für die Dampferzeugung erforderlich ist. Der Überschuß an Speisewasser wird im Kessel durch den Wärmeüberschuß der Feuerung auf Siedetemperatur gebracht und läuft mit dem Wälzwasser zusammen durch die Überlaufleitung nach dem Speicher ab. Der Speicher wird aufgeladen, sein Wasserinhalt vergrößert sich. Steigt die Belastung des Kessels über die mittlere Belastung, so wird die Speisung abgestellt. Der normale Wasserstand wird dadurch aufrecht erhalten, daß das verdampfende Wasser durch das gespeicherte Wasser ersetzt wird, für dessen Verdampfung dann die Gesamtwärme der Feuergase zur Verfügung steht. Der Speicher wird entladen, sein Wasserinhalt nimmt ab.

Die Verbindung von Röhrenkesseln mit Gleichdruckspeichern macht diese Kessel zu Großwasserraumkesseln, wodurch aber die Vorteile der Kleinwasserraumkessel nicht beeinträchtigt werden.

115. Reine Dampfspeicher. Die Speicherfähigkeit der reinen Dampfspeicher ist naturgemäß klein, da das spezifische Volumen des Dampfes groß ist, und der Speicher kann

für höhere Drücke aus Festigkeitsrücksichten nur kleinen Inhalt erhalten. Sie kommen in Verbindung mit aussetzenden Maschinen zur Anwendung, also hauptsächlich mit Förder- und Walzenzugmaschinen, deren Abdampf weiter in Turbinen ausgenutzt werden soll. Dampfspeicher mit unveränderlichem Rauminhalt wirken als Gefällespeicher; ist der Rauminhalt entsprechend der Entnahme veränderlich, so hat man Gleichdruckspeicherung.

Abb. 214. Raumspeicher, Bauart Estner-Ladewig.

Der Dampfspeicher nach Estner-Ladewig (Abb. 214), der von der Otto Estner Kühlwerkbau G. m. b. H., Dortmund, ausgeführt wird, hat unveränderlichen Rauminhalt. Damit der Speicher *a* keine Abkühlung erleidet, wird er ummauert, und es gelingt sogar, indem man den Blechmantel des Speichers durch abziehende Kesselgase bespülen läßt, die bei *i* zu-, bei *k* abströmen, den gespeicherten Dampf zu überhitzen. Der Dampf tritt unten durch die mit einem Entöler ausgerüstete Leitung *c* ein und oben durch die Leitung *d* aus. Gegen Überdruck wird der Speicher durch die Sicherheitsventile *e* geschützt. Bei Unterdruck fällt der Wasserspiegel im Standrohr *f* so tief, daß durch das Standrohr Luft eintritt und zur Turbinenkondensation strömt, deren Vakuum zerstört wird, so daß der Speicher nicht mehr gefährdet ist. *h* ist ein Ejektor, mit dem man Luft und Dampf absaugen kann. Die Speicher werden bis 2500 m³ Inhalt ausgeführt, wobei der Durchmesser 12,5 m, die gesamte Höhe 22,5 m wird.

Dampfspeicher mit veränderlichem Rauminhalt werden ähnlich wie Gasometer als Glockenspeicher gebaut. Einen Glockenspeicher Bauart Harlé-Balcke zeigt Abb. 215. Der einströmende Abdampf tritt durch den Entöler *a* in den Speicher und strömt aus diesem durch die Leitung *g* zur Turbine. Die Glocke *b* wird durch überschüssig zuströmenden Dampf hochgetrieben und sinkt, den Dampf wieder heraustreibend, nieder, wenn Dampf mangelt. Der Druck im Speicher ist gleich dem atmosphärischen Druck, vermehrt um den durch das Glockengewicht erzeugten Druck, der einige 100 mm Wassersäule ausmacht. Die Eigenart des Harlé-Balcke-Speichers ist also, daß die Fördermaschinen gegen gleichbleibenden Gegendruck auspuffen. Geht die Glocke zu hoch, so wird die untere Mündung des Rohres *c* frei und läßt den Dampf in die Atmosphäre auspuffen. Geht die Glocke zu tief, so wird erst gedrosselter Frischdampf (Ventil *f*), dann Luft (Ventil *d*) zugesetzt.

Die reinen Dampfspeicher kommen speziell als Abdampfspeicher für Fördermaschinen

in Betracht, deren Abdampf zum Antrieb von Abdampfturbinen dienen soll. Man muß zwischen Fördermaschine und Abdampfturbine einen Speicher einschalten, der den Überschuß an Dampf aufnimmt, wenn die Fördermaschine stark auspufft, und Dampf abgibt, wenn die Fördermaschine schwach auspufft oder stillsteht. Es handelt sich nicht um die Aufspeicherung großer Dampfmengen, sondern nur um den Ausgleich von einem Förderzug zum andern. Verwendet man, wie es heute fast ausnahmslos der Fall ist, an Stelle der reinen Abdampfturbine die Zweidruckturbine, so bedarf es wegen der Elastizität der Zweidruckturbine nicht einer so ausgeglichenen Speicherung wie bei der Abdampfturbine. Man kommt bei der Zweidruckturbine mit kleinerem Speicher aus und kann ihn unter Umständen entbehren. Während man bei der Bemessung der reinen Abdampfturbine an die zur Verfügung stehende Abdampfmenge gebunden ist, ist die Zweidruckturbine dadurch in ihrer Größe nicht beschränkt, und je größer sie überhaupt ist, um so eher vermag die Zweidruckturbine eine gewisse Abdampfmenge ohne zwischengeschalteten Speicher zu bewältigen. Fehlt der Speicher, so schwankt übrigens die Kesselbelastung weniger; denn je mehr Dampf die Fördermaschine am Ende der Anfahrt in die Zweidruckturbine ausstößt, um so weniger Frischdampf braucht dann die Zweidruckturbine.

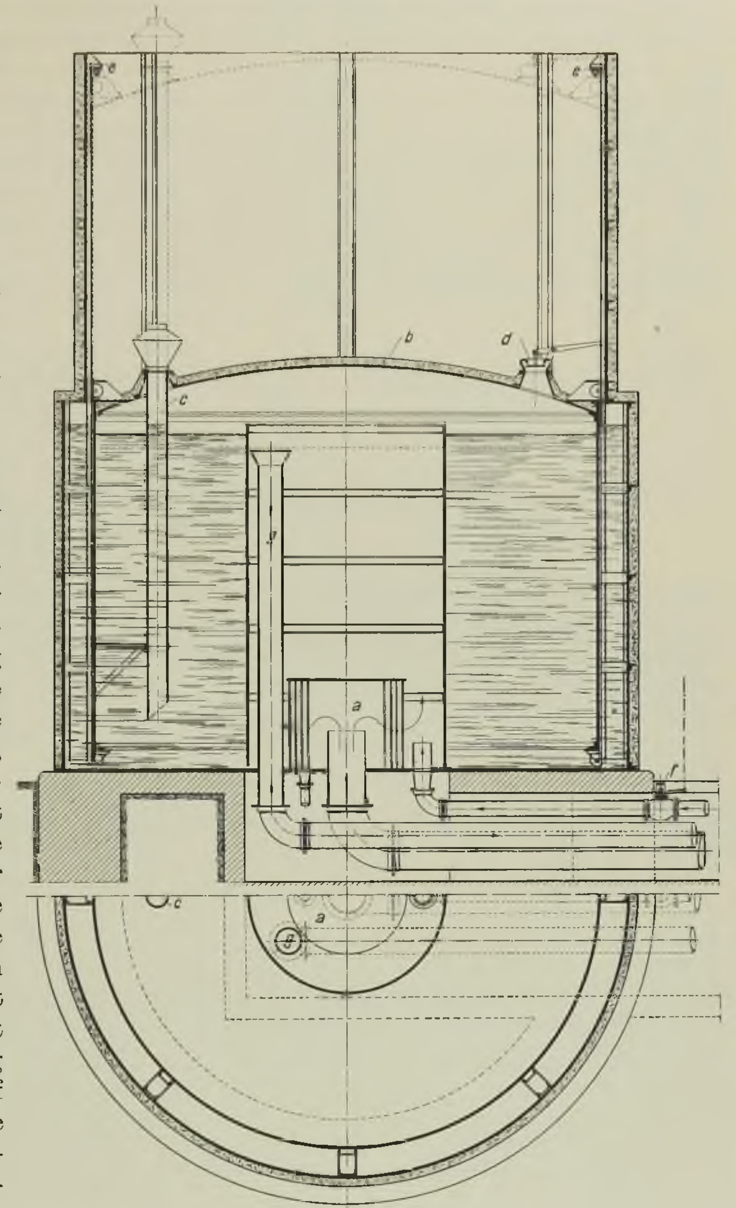


Abb. 215. Glockenspeicher (Balcke).

Abb. 216 veranschaulicht an einem Beispiel, wie stark die Dampfentnahme einer Fördermaschine schwankt. Oben sind die Geschwindigkeitsdiagramme verzeichnet; der Förderzug dauert 50 s, die Förderpause 60 s, das Förderspiel also 110 s. Die Dampfentnahme steigt während der Anfahrt, die 20 s dauert, auf ihren Höchstwert, sinkt während der 10 s dauernden Beharrung auf einen erheblich niedrigeren Wert und hört dann auf, so daß der Speicher während 80 s Dampf abgeben muß. Die durchschnittliche sekundliche Dampfentnahme x ist nur etwa $^1/_7$ der höchsten. Insgesamt braucht der Förderzug $x \cdot 110$ kg Dampf; davon sind unter den angenommenen Verhältnissen $x \cdot 80$ kg zu speichern. Die Linie p veranschaulicht, wie in einem durch Änderung des Dampfdrucks

wirkenden Speicher der Druck erst steigt, wenn die Fördermaschine mehr Dampf ausstößt, als die Abdampfturbine, welcher der Dampf gleichmäßig zuströme, aufnimmt, und dann wieder auf den ursprünglichen Wert zurückgeht.

116. Gefällespeicher. Bei den Gefällespeichern ist der Speicherbehälter bis auf einen kleinen Dampfraum mit Wasser gefüllt. Der überschüssige Dampf wird, indem er sich verflüssigt, vom Wasser aufgenommen, dessen Temperatur und Druck entsprechend steigen; strömt umgekehrt nicht genügend Dampf zu, so wird aus dem heißen Wasser Dampf entwickelt, wobei Temperatur und Druck im Speicher entsprechend sinken. Wird der Speicherdruck zu groß, so bläst der Dampf durch ein Sicherheitsventil ab, wird er zu klein, so wird gedrosselter Frischdampf oder Luft zugesetzt. Je größer der Speicher ist, um so kleiner werden die Druckschwankungen. Da Wasser einen viel geringeren Raumbedarf hat als Dampf, so werden auch die Gefällespeicher bei gleicher Speicherfähigkeit einen viel geringeren Raumbedarf haben als reine Dampfspeicher. Je größer das ausnutzbare Druckgefälle und je tiefer der Entladedruck ist, um so kleiner können die Speicherabmessungen für eine gegebene Dampfmenge werden. Ein Gefällespeicher braucht für 1000 kg bei einem Druckgefälle von 8 auf 3 ata etwa 15,4 m³ Rauminhalt, da 1 m³ Wasser für dieses Druckgefälle 65 kg Dampf aufnehmen kann. Für 10 bis 3 ata Druckgefälle würde der Rauminhalt nur 12,5 m³, für 15 bis 3 ata Gefälle sogar nur 9,1 m³ betragen.

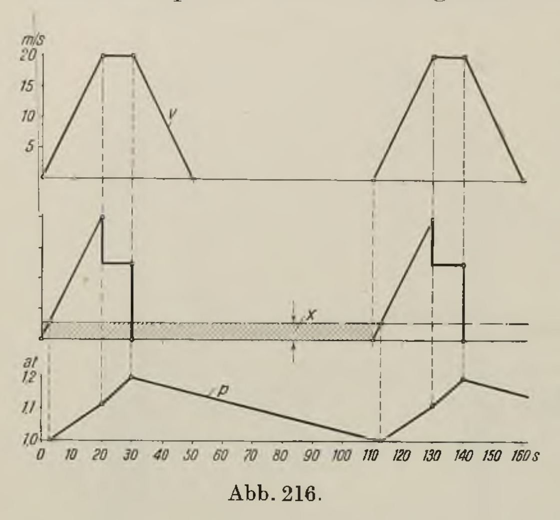


Abb. 216.

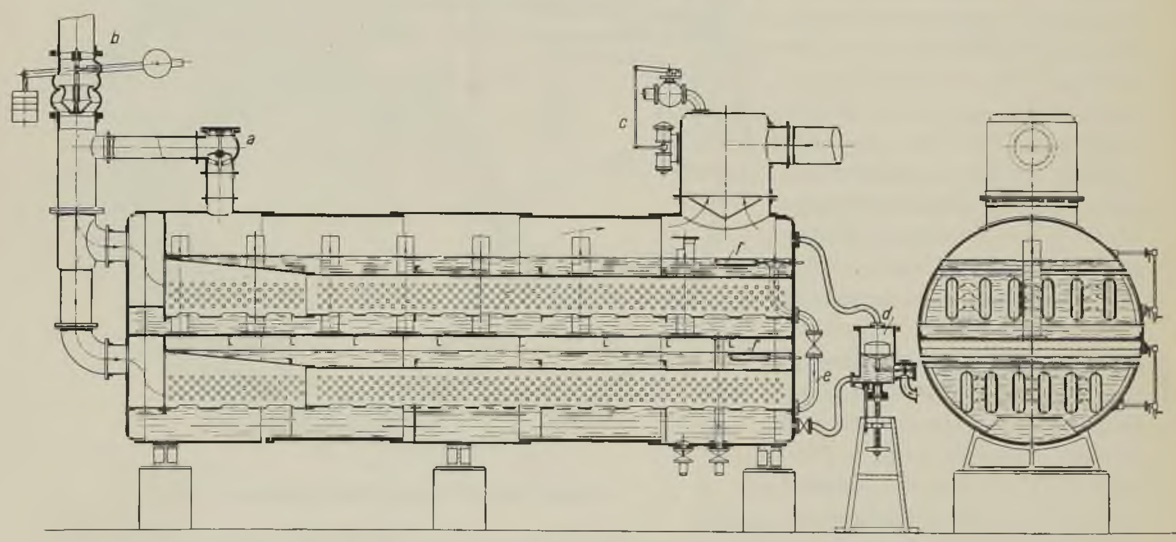


Abb. 217. Rateau-Speicher (Balcke-Moll).

Für die Gefällespeicher besteht die Schwierigkeit, den Dampf möglichst schnell im Wasser niederzuschlagen, was durch innige Mischung und guten Wasserumlauf erreicht wird. Lediglich in der Lösung dieser Aufgabe besteht ein Unterschied zwischen den bekanntesten Bauarten, dem Rateau-Speicher und dem Ruths-Speicher[1]. Thermo-

[1] Vgl. Gleichmann: Der Wärmespeicher von Ruths. Glückauf 1922, S. 1309. — Lüth: Die Bedeutung des Dampfspeichers für den Zechenbetrieb. Glückauf 1922, S. 1341. — Ruths: Dampfspeicher. Z. V. d. I. 1922, S. 509, 537 und 597.

dynamisch ist ihre Wirkungsweise dieselbe. Abb. 217 zeigt einen Rateau-Speicher in der Ausführung von Balcke-Moll. Der Kessel hat zwei Wasser- und Dampfräume; vom unteren Dampfraum zum oberen Dampfraum führen Verbindungsrohre. Der Abdampf strömt unterhalb des Sicherheitsventils *b* zu, verteilt sich auf je sechs flache Rohre im oberen und unteren Wasserraum und tritt durch die Löcher in den Rohrwänden derart in das Wasser, daß Wasserumlauf entsteht. Überschüssiger Dampf entweicht durch das Sicherheitsventil. Ist der Dampfdruck im Speicher größer als der in der Leitung, so strömt Dampf durch das Rückschlagventil *a* in die Leitung zurück. Durch die mit *c* bezeichnete Einrichtung wird bei zu niedrigem Speicherdruck gedrosselter Frischdampf zugesetzt. Mittels Schwimmers *d* wird der untere Wasserstand gleich gehalten, *e* ist ein Überlauf vom oberen zum unteren Wasserraume, *f* sind Ölabschäumer.

Der Rateau-Speicher wird in den meisten Fällen in Verbindung mit Fördermaschinen gebraucht. Der gesamte Abdampf geht durch den Speicher hindurch und wird zweckmäßig in einer Zweidruckturbine ausgenutzt.

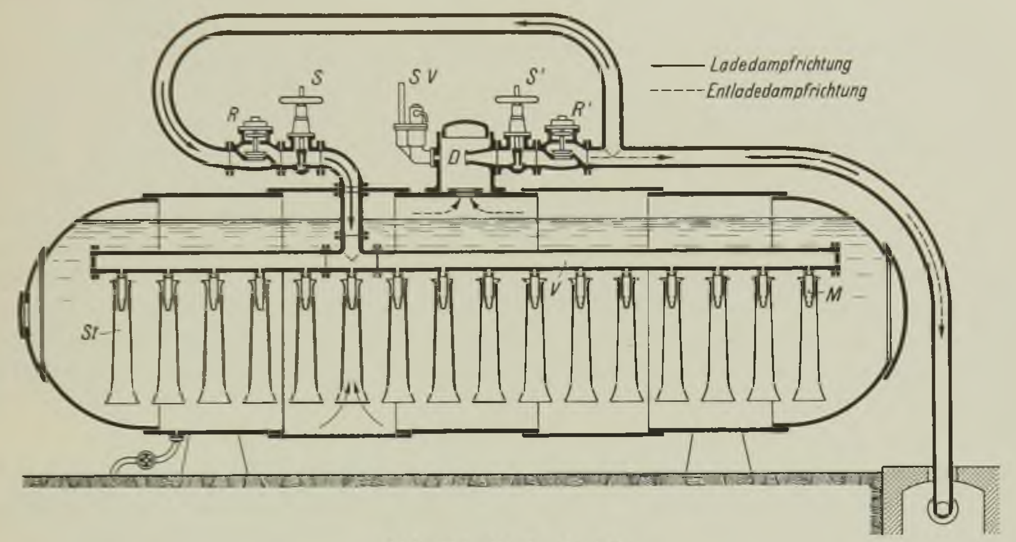


Abb. 218. Ruths-Speicher.

Der Aufbau eines Ruths-Speichers wird durch Abb. 218 veranschaulicht. Er besteht aus einem bis zu 95% seines Inhalts mit Wasser gefüllten Kessel, dem der Ladedampf durch das Verteilungsrohr *V* und die senkrecht daran angeschlossenen Mundstücke *M* zugeführt wird. Die Mundstücke sind von den sogenannten Steigrohren *St* umgeben, durch die der eintretende Dampf das Wasser, in dem er kondensiert, fortwährend vom Boden ansaugt. Durch den so hervorgerufenen Wasserumlauf wird die Kondensationswärme gleichmäßig auf den ganzen Speicherinhalt verteilt. Während der Ladung muß der Schieber *S* geöffnet sein. Das Rückschlagventil *R* hebt sich infolge des Druckunterschiedes selbsttätig. Das Sicherheitsventil *S V* am Dampfdom schützt den Speicher vor zu hohen Drücken. Bei der Entladung entsteht zunächst am Wasserspiegel Dampf, sobald infolge Dampfentnahme der Druck im Dampfraum sinkt. Die Dampfbildung schreitet allmählich nach unten fort, da sich das oben befindliche Wasser durch Abgabe der Verdampfungswärme abkühlt. Infolge der zylindrischen Speicherform entsteht auch hierdurch ein Wasserumlauf, der das heiße Wasser wieder nach oben bringt, so daß die Verdampfung hauptsächlich an der Oberfläche stattfindet und nur wenig Wasser vom Dampf mitgerissen wird. Dieses wird im Dampfdom noch abgeschieden, so daß der Entladedampf vollkommen trocken gesättigt ist. Zur Vermeidung zu hoher Oberflächenbelastung ist in die Entladeleitung eine Düse *D* als Begrenzungsvorrichtung eingebaut. Die größte Entlademenge ist durch die kritische Geschwindigkeit in der Düse bestimmt,

die auch nicht überschritten werden kann, wenn bei einem Leitungsbruch der Druck hinter der Düse auf atmosphärischen Druck absinkt.

Für alle Speicher, die eine Umwandlung des Aggregatzustandes bedingen, ist es charakteristisch, daß sie bei der Entladung nie überhitzten, sondern höchstens nur trokken gesättigten Dampf abgeben können, auch wenn zur Ladung überhitzter Dampf gedient hat. Es findet nur Verdampfung statt; der Überhitzungsprozeß fehlt.

Die Gefällespeicher haben fast überall die reinen Dampfspeicher verdrängt, seit es durch die Bauarten von Rateau und Ruths gelungen ist, das Laden und Entladen trotz Änderung des Aggregatzustandes in kürzester Zeit durchzuführen.

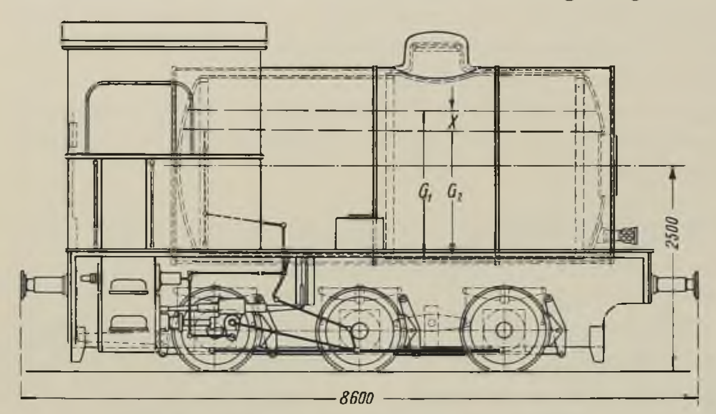


Abb. 219. Feuerlose Dampflokomotive (AEG).

Eine besondere Anwendung hat der Gefällespeicher bei den feuerlosen Dampflokomotiven (Abb. 219) gefunden, die sich in gewisser Beziehung mit den Druckluftlokomotiven vergleichen lassen, die ihren Betriebstoff gespeichert mitführen. Genau wie bei den Gefällespeichern wird der Kessel zunächst mit Warmwasser gefüllt (bis G_2). Dann wird von einer ortsfesten Kesselanlage möglichst der während einer Betriebspause überschüssige Dampf zur Ladung benutzt, wobei der Kesselinhalt bis G_1 zunimmt. Die mögliche Entladedampfmenge beträgt $G_1 - G_2 = x$. Die dargestellte Lokomotive arbeitet in den Druckgrenzen zwischen 13 und 4 ata, vermag 1260 kg zu speichern und verbraucht etwa 24 kg Dampf für 1 PSh. Bei einer Leistung von 72,5 PS und einer Geschwindigkeit von 25 km/h reicht eine Füllung also für etwa 40 Minuten oder 17 km.

117. Beispiel für eine Fördermaschine mit Abdampfspeicher. Welche Abmessungen die besprochenen Abdampfspeicher in Verbindung mit einer Fördermaschine für eine gegebene Speicherleistung erfordern, sei an einem Zahlenbeispiel veranschaulicht. Dabei sei sowohl für den mit heißem Wasser gefüllten Gefällespeicher, wie für den Raumspeicher mit unveränderlichem Inhalt eine Druckschwankung von 1 ata auf 1,25 ata zugrunde gelegt, während im Glockenspeicher gleichbleibend ein Druck von 1,05 ata herrsche. Es arbeite eine Fördermaschine auf den Speicher, die bei einem Förderzuge 5 t aus 540 m hebt, also eine Arbeit von 2700 mt oder 10 Schachtpferdstunden verrichtet. Die Maschine brauche 20 kg Dampf für die Schachtpferdstunde, so daß ein Förderzug 200 kg Dampf braucht, von denen 150 kg zu speichern seien. Bei einer Drucksteigerung von 1 auf 1,25 at nimmt die Dampftemperatur um 6,5° zu, und da 1 kg Dampf bei seiner Verflüssigung unter den vorliegenden Verhältnissen etwa 538 kcal abgibt, so ist der erforderliche W a s s e r i n h a l t eines Gefällespeichers theoretisch $= \frac{150 \cdot 538}{6,5} = 12,4$ t. Praktisch braucht man etwa doppelt so viel, weil der Wärmeaustausch in der kurzen zur Verfügung stehenden Zeit unvollkommen ist. Der Glockenspeicher erfordert, da Dampf von 1,05 at 1,65 m³/kg einnimmt, $150 \cdot 1,65 = 250$ m³ R a u m z u w a c h s, dem eine Glocke von 8 m Durchmesser und 5 m Hub entspricht. Der gesamte Konstruktionsraum des Glockenspeichers ist aber über doppelt so groß als der Raumzuwachs. Der Raumspeicher mit unveränderlichem Inhalt erfordert ein Volumen, das sich folgendermaßen errechnet. Zu Beginn der Speicherung seien im Speicher x kg Dampf von 1 at Spannung enthalten, die einen Raum von $x \cdot 1,72$ m³ einnehmen. Am Schluß der Speicherung sind im Speicher $x + 150$ kg Dampf von 1,25 at Spannung enthalten, die $(x + 150) \cdot 1,4$ m³ einnehmen. Aus der Gleichung $x \cdot 1,72 = (x + 150)\, 1,4$ rechnet sich $x = 660$ kg. Mithin ist der R a u m i n h a l t

des Speichers $660 \cdot 1{,}72 = 1140\ m^3$. Je nachdem man die Druckschwankung größer oder kleiner wählt, ergeben sich kleinere oder größere Abmessungen. Der Estner-Ladewig-Speicher wird meist für eine Druckschwankung von 1 auf 1,3 at bemessen.

Ist ein Speicher zu klein bemessen, so bläst er im normalen Betriebe ab. Umgekehrt ist aber das Abblasen des Speichers an und für sich noch kein Zeichen dafür, daß der Speicher ungenügend wirkt; denn ist eine Abdampfturbine so schwach belastet, daß sie den Abdampf nicht bewältigt, so bläst der überschüssige Dampf ab, ob der Speicher groß oder klein ist.

XIV. Schaltungen im Dampfkraftbetrieb.

118. Allgemeines. Schaltungszeichen. Ursprünglich war der Aufbau einer Dampfkraftanlage sehr einfach, da sie nur aus dem Kessel und der Dampfmaschine bestand. Die weitere Entwicklung führte von der Auspuffmaschine zur Kondensationsmaschine, zur Speisewasservorwärmung und zur Dampfüberhitzung. Die Schaltung einer solchen Anlage war noch einfach und übersichtlich, da der Arbeitsprozeß ein einfacher Kreisprozeß war. Die neuzeitliche Entwicklung der Dampfkraftanlagen mit hohen Kesseldrücken, Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf, Verdampfern, Speichern, Zweidruckturbinen, Zwischenüberhitzung usw. hatte ziemlich verwickelte Anlagen zur Folge, deren Aufbau und Wirkungsweise nur mit Hilfe zeichnerischer Darstellung zu verfolgen und zu beschreiben ist. Die anfänglich gewählte bildliche, mehr oder weniger schematische Darstellung war zu zeitraubend und unübersichtlich, so daß man wie in der Elektrotechnik für alle Einzelteile der Schaltung bestimmte, einfache Zeichen (Schaltsymbole) gewählt hat, die der gewünschten Schaltung entsprechend zusammengefügt werden[1].

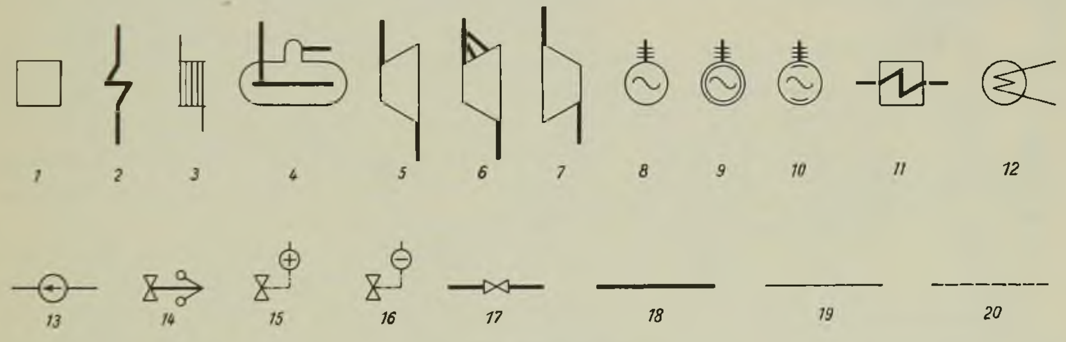


Abb. 220. Schaltzeichen.

1 Kessel, *2* Überhitzer, *3* Vorwärmer, *4* Gefällespeicher, *5* Kraftmaschine (Turbine), *6* Speicherturbine, *7* Arbeitsmaschine (Kompressor), *8* Generator, *9* Motor, *10* Generator oder Motor, *11* Zwischenüberhitzer, *12* Kondensator, *13* Speisepumpe, *14* Geschwindigkeitsregler, *15* Regelventil (öffnet bei steigendem Druck), *16* Regelventil (öffnet bei fallendem Druck), *17* Ventil, *18* Dampfleitung, *19* Wasserleitung (Speisewasser), *20* Kondensatleitung.

Abb. 220 zeigt eine Anzahl der gebräuchlichsten Schaltzeichen[2], deren Anwendung in den folgenden Beispielen gezeigt wird. Die die einzelnen Teile der Schaltung verbindenden Rohrleitungen werden zur weiteren Vereinfachung je nach dem Stoff (Dampf, Wasser, Kondensat), den sie führen, verschieden dargestellt. Durchflußmengen, Temperatur und Druck können an die Leitungen angeschrieben werden.

[1] Diese einfachen Schaltzeichen wurden von Dr. Ruths zuerst bei den Ruths-Speicherschaltungen gewählt.

[2] Vgl. auch Pauer: Energiespeicherung. Dresden: Th. Steinkopff 1928.

119. Schaltungsbeispiele. Die Darstellung einer nach dem einfachen Kreisprozeß arbeitenden Dampfkraftanlage ist aus Abb. 221 ersichtlich. Das Speisewasser wird im Vorwärmer vorgewärmt und dem Kessel zugeführt, wo die Verdampfung vor sich geht. Hinter dem Kessel liegt der Überhitzer, in dem der Sattdampf auf die gewünschte Überhitzungstemperatur gebracht wird. Der überhitzte Dampf arbeitet in einer Turbine, die einen Generator antreibt, wird im Kondensator niedergeschlagen und als Kondensat von der Speisepumpe in den Vorwärmer zurückgeführt, worauf der Kreislauf wieder beginnt.

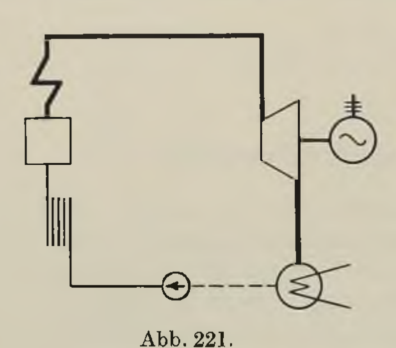


Abb. 221.

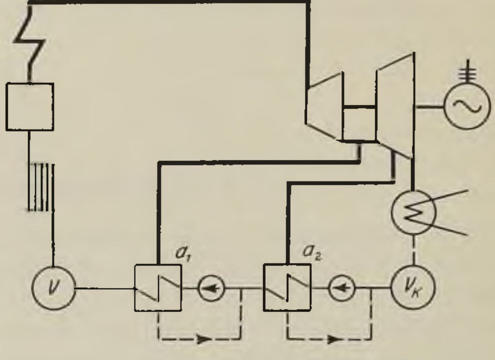


Abb. 222. Vorwärmung durch Anzapfdampf.

Abb. 222 zeigt das Schema einer Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf, welcher der Turbine zwischen Hoch- und Niederdruckteil und im Niederdruckteil entnommen wird. Das Kondensat sammelt sich im Kondensatbehälter V_k und wird zunächst dem Vorwärmer a_2 zugeführt, der durch Anzapfdampf niedriger Spannung und Temperatur aus dem Niederdruckteil beheizt wird. Weitere Vorwärmung folgt in a_1, da dieser Vorwärmer mit höherer Spannung und Temperatur arbeitet. Der bei der Vorwärmung kondensierende Anzapfdampf wird als Kondensat in die Kondensatleitung geführt und gleichfalls vorgewärmt, so daß der gesamte vom Kessel erzeugte Dampf als Speisewasser wieder in den Kessel gelangt. Das in a_2 und a_1 vorgewärmte Wasser fließt dem Speisewassersammler V zu und wird vor dem Eintritt in den Kessel noch in einem kleinen Rauchgasvorwärmer auf die endgültige Vorwärmtemperatur gebracht.

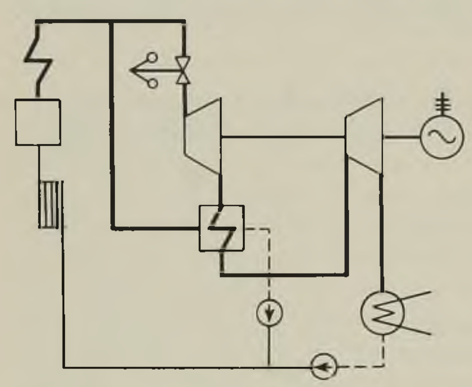


Abb. 223. Hochdruckanlage mit Zwischenüberhitzung durch Frischdampf.

Läßt man bei Höchstdruckmaschinen den Dampf bis zum Kondensatordruck expandieren, so geht der Dampf sehr schnell in das Sättigungsgebiet über und wird schon bei solchen Drücken naß, bei denen man sonst hohe Überhitzungen anzuwenden pflegt. Dieser Übelstand wird dadurch umgangen, daß man den Dampf in mehreren Druckstufen arbeiten läßt und nach Erreichen der Sättigungsgrenze vor dem Eintritt in die nächste Stufe neu überhitzt, indem man ihn durch einen entweder mit Feuergasen oder Frischdampf beheizten Zwischenüberhitzer schickt. Eine solche zweistufige Ausnutzung mit Zwischenüberhitzung durch Frischdampf geht aus Abb. 223 hervor.

Abb. 224 zeigt die Schaltung und das Dampfverbrauchdiagramm einer Gegendruckmaschine in Verbindung mit einer Niederdruckdampfheizung. Die durch die Maschine hindurchgehende Dampfmenge D ist fast unveränderlich. Der mittlere Dampfverbrauch der Heizung K ist größer als D, so daß neben der Abdampfmenge D die Differenzmenge $K - D = \ddot{U}$ noch aus der Frischdampfleitung entnommen werden muß. Der Kessel liefert die mittlere Dampfmenge K. Da der Dampfverbrauch der Heizung stark schwankt, wird die Dampfmenge $\ddot{U}$ aus der Frischdampfleitung zunächst einem Ausgleichspeicher

zugeführt. Bei hohem Dampfbedarf entlädt sich der Speicher und liefert die über die Dampferzeugung des Kessels hinausgehende Menge (Fläche über der strichpunktierten Linie); bei geringem Dampfverbrauch wird der Speicher geladen und nimmt den Überschußdampf auf (Fläche unter der strichpunktierten Linie). Durch das Reduzierventil R strömt die stets schwankende Dampfmenge R, die im Mittel gleich der Überströmmenge $Ü$ ist. Das Kondensat des gesamten erzeugten Dampfes wird hinter der Heizung durch die Speisepumpe wieder zum Kessel zurückgefördert.

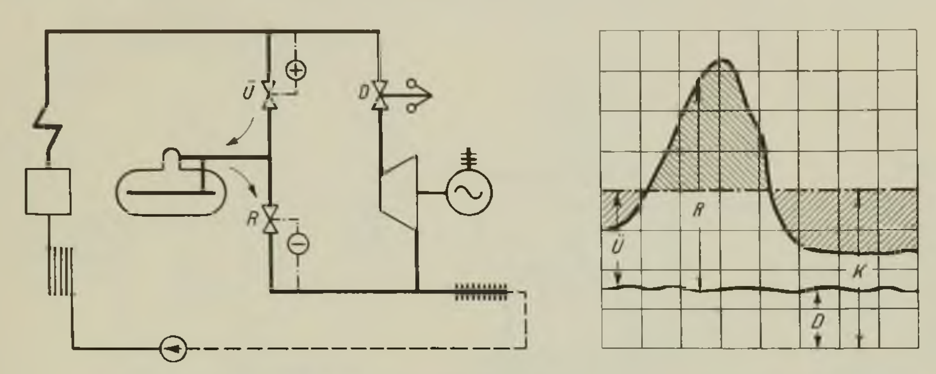


Abb. 224. Dampfkraftanlage für Gegendruckbetrieb mit Speicherausgleich.

Ist der Dampfverbrauch einer Turbine starken Schwankungen ausgesetzt, so kann man einen Speicher parallel zum Kessel schalten, wie es Abb. 225 veranschaulicht. Bei geringem Dampfverbrauch wird der Speicher durch das Ventil (+) geladen; bei großem Dampfverbrauch wird er über das Entladeventil (—) entladen, welches bei sinkendem Druck in der Frischdampfleitung öffnet und den gespeicherten Dampf als Zusatz zu der gleichbleibenden Dampferzeugung in die Frischdampfleitung zurückgibt. Ein Nachteil dieser Schaltung ist der bei starker Dampfentnahme sinkende Druck des Speichers und damit auch vor der Turbine, die dadurch ungünstig arbeitet.

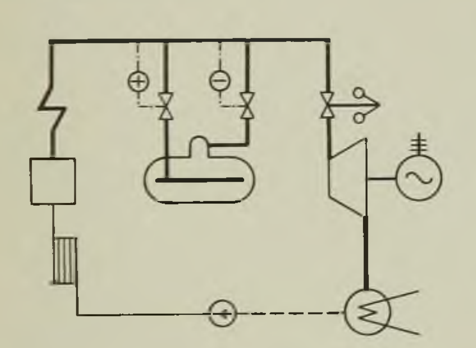


Abb. 225. Gefällespeicher parallel zum Kessel.

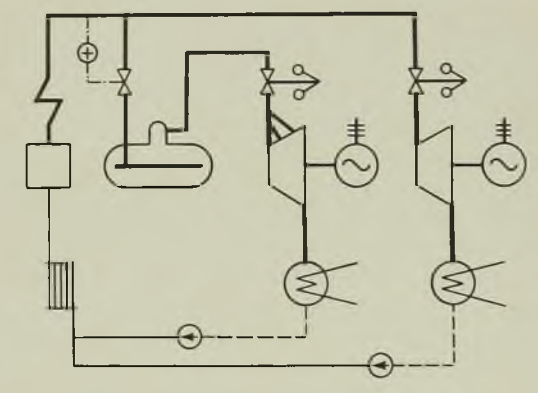


Abb. 226. Parallelschaltung von Grundlast und Speicherturbinen.

Abb. 226 zeigt eine Schaltung, bei der eine Turbine lediglich eine konstante Grundlast zu decken hat, während alle Überbelastungen von einer parallel geschalteten Speicherturbine übernommen werden, die ihren Dampf von dem mit Überschußdampf aus der Frischdampfleitung geladenen Gefällespeicher empfängt. Der Speicherdampf wird also nicht wie in der vorhergehenden Schaltung (Abb. 225) in die Frischdampfleitung zurückgeführt, sondern arbeitet in einer besonderen Speicherturbine, die auch bei den wechselnden Drücken des Speicherdampfes wirtschaftlich arbeitet.

Ein weiteres Schaltungsbeispiel zeigt Abb. 227, welche die schematische Darstellung der in neuerer Zeit mehrfach ausgeführten Pumpspeicherwerke veranschaulicht. Links

ist die Dampfkraftanlage, rechts das Speicherwerk dargestellt, die elektrisch miteinander gekuppelt sind. Liefert der Turbogenerator *a* mehr Strom ins Netz als verbraucht wird, so läßt man mit dem Überschuß durch die Pumpe *c* Wasser in ein hochgelegenes Speicherbecken fördern. Dabei arbeitet die elektrische Maschine des Speicherwerks als Motor und ist mit der Pumpe gekuppelt. Übersteigt die Belastung des Netzes die Liefermenge der Dampfkraftanlage, so läßt man das gespeicherte Wasser herabfallen und in der Turbine *b* arbeiten, die dann die elektrische Maschine als Generator treibt und so den erforderlichen Stromzuschuß zu liefern vermag.

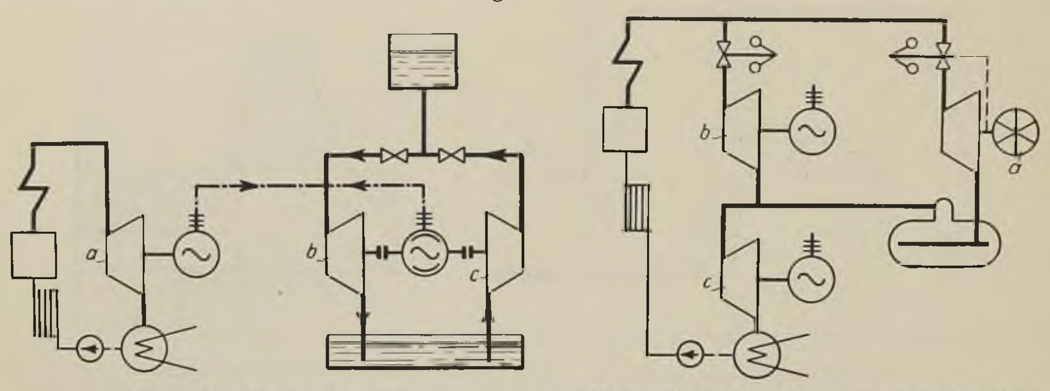


Abb. 227. Pumpspeicherwerk. Abb. 228. Fördermaschine mit Zweidruckturbine.

Abb. 228 zeigt eine Fördermaschine, deren Abdampf einer Zweidruckturbine zugeführt wird. Das Zweidruckaggregat ist durch die Turbinen *b* und *c* gekennzeichnet. Die Stufe *b* empfängt nur Frischdampf, während Stufe *c* den Abdampf der Stufe *b* und den der Fördermaschine *a* verarbeitet. Der Speicher zwischen *a* und *c* soll die stark schwankenden Abdampfmengen der Fördermaschine ausgleichen und gleichmäßig der Zweidruckturbine zuführen.

Wie einfach mit Hilfe der Schaltzeichen auch recht verwickelte Dampfkraftanlagen dargestellt werden können, geht aus Abb. 229 hervor, welche die gesamte Kraftanlage einer Zeche darstellt[1]. Der mit 25 at arbeitenden Dampfturbine wird Dampf von 10 at entnommen, da alle andern Dampfverbraucher mit diesem geringen Druck arbeiten. Der mit Anzapfdampf versorgte Verteiler a_1 liefert den Dampf für alle Betriebe, die gleichmäßigen Druck erfordern (Fördermaschine *b*, Kokerei *c*). Der in der Trockenkokskühlung erzeugte Dampf wird in der Kokerei selbst verbraucht. Ist der Verbrauch größer als die Erzeugung, so wird die fehlende Menge dem Verteiler a_1 entnommen, während umgekehrt überschüssiger Dampf der Kokerei zum Verteiler geführt wird. Der nicht verbrauchte Dampf der an a_1 angeschlossenen Betriebe strömt bei Überschreitung des vorgeschriebenen Druckes von 10 at durch ein Überströmventil und den Verteiler a_2 zu den übrigen Verbrauchern, die gegen Druckschwankungen weniger empfindlich sind (Kolbenkompressor *d* und Zweidruckturbine *e*). Der Verteiler a_1 empfängt auch direkt Dampf aus der Frischdampfleitung durch das Druckminderventil *i*, so daß die Verteiler a_1 und a_2 auch dann unter Druck stehen, wenn die Entnahme aus der Turbine versagt. Zum Ausgleich der Schwankungen in der Dampferzeugung und im Dampfverbrauch ist an den Verteiler a_2 ein Gefällespeicher angeschlossen. Wird genügend Dampf erzeugt, so ist das Regelventil zwischen a_1 und a_2 geöffnet; der Druck in a_2 beträgt auch 10 at, der Speicher wird geladen. Sinkt der Druck in der Hauptdampfleitung, so schließt das Regelventil zwischen a_1 und a_2. Der Verteiler a_2 wird vom Speicher beliefert, der bis auf 7 at entladen werden kann. Steigt der Druck in der Hauptdampfleitung während der Entladezeit nicht wieder, so wird der Druck in a_2 auch nach der Entladung des Speichers immer noch auf 7 at gehalten, da bei Unterschreitung dieses Druckes der Dampf direkt

[1] Vgl. Dettenborn: Kraftwerk der Bergbau-A.-G. Lothringen auf Schacht IV. Z.V.d.I. 1928, S. 97.

aus der Hauptdampfleitung über das Druckminderventil i in den Verteiler a_2 strömt. Steigt der Druck in der Hauptdampfleitung wieder, so schließt dieses Ventil, und das Regelventil zwischen a_1 und a_2 öffnet wieder. Der aus dem Gefällespeicher entnommene,

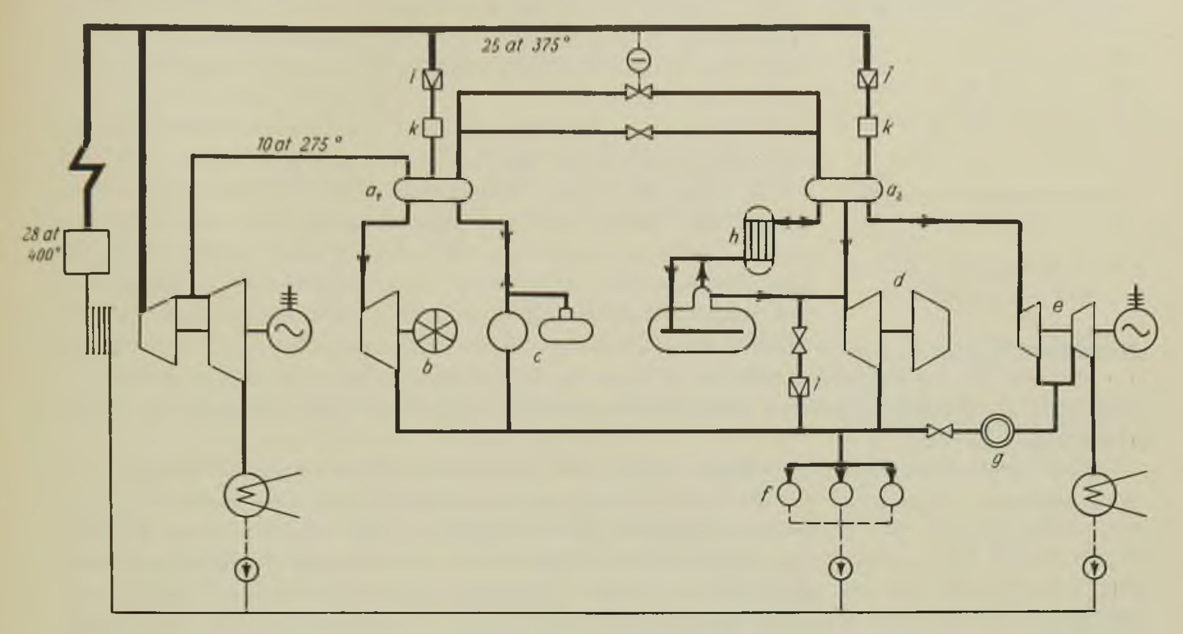


Abb. 229. Schema der Kraftanlage einer Zeche. a_1, a_2 Verteiler, b Fördermaschine, c Kokerei mit Trockenkokskühlung, d Kompressor, e Zweidruckturbine, f Warmwasser, Heizung, Verdampfer, g Abdampfspeicher (Glockenspeicher), h Überhitzungsspeicher, i Druckminderventile, k Enthitzer.

trocken gesättigte Dampf wird vor dem Verteiler a_2 in dem Überhitzungsspeicher h neu überhitzt.

Der Verteiler a_2 liefert den Dampf für den Kolbenkompressor d und für die Frischdampfstufe der Zweidruckturbine e. Die Fördermaschine b, die Kokerei c und der Kolbenkompressor d arbeiten mit Gegendruck und geben ihren Abdampf an eine gemeinsame Niederdruckleitung ab. Diese Niederdruckleitung versorgt die Warmwassererzeugung, die Heizung und den zur Speisewassergewinnung dienenden Verdampfer mit Abdampf; ferner ist noch die Abdampfstufe der Zweidruckturbine e angeschlossen, welcher zum Ausgleichen der Schwankungen ein kleiner Glockenspeicher g vorgeschaltet ist. Reichen die Abdampfmengen nicht für die Niederdruckbetriebe aus, so kann der Niederdruckleitung Dampf aus dem Gefällespeicher zugesetzt werden, der zuvor in dem Druckminderventil i auf die richtige Spannung gebracht wird.

Das Kondensat sämtlicher Betriebe gelangt in eine gemeinsame Sammelleitung und wird als Speisewasser zum Kessel zurückgeführt, womit der vollständige Kreislauf seinen Abschluß findet.

XV. Die Verbrennungsmaschinen.

120. Die Entwicklung der Verbrennungsmaschinen. In den Verbrennungsmaschinen werden gasförmige Brennstoffe, wie Leuchtgas, Kraftgas, Gichtgas usw. und flüssige Brennstoffe, wie Benzin, Benzol, Spiritus, Petroleum, Erdöl, Teeröl usw. verbrannt, demgemäß man Gasmaschinen und Ölmaschinen unterscheidet. Nach der Wirkung unterscheidet man Verpuffungsmaschinen und Gleichdruckmaschinen. Gasmaschinen und Vergaserölmaschinen für leichtflüchtige Brennstoffe, wie Benzin und Benzol, wirken nur

nach dem Verpuffungsverfahren, bei dem das Brennstoffluftgemisch gezündet wird und schnell verbrennt (explodiert). Beim Gleichdruckverfahren, das man nur für die Verbrennung schwerflüchtiger Öle: der Rohöle und Teeröle verwendet, wird das Öl in hochverdichtete, hocherhitzte Luft eingespritzt und verbrennt unter annähernd gleichbleibendem Druck. Außer dem Gleichdruckverfahren gibt es noch eine Reihe anderer Verfahren, um mit Schwerölen Maschinen zu treiben.

Die erste Gasmaschine stammt von Lenoir (1860). Sie war eine doppeltwirkende Maschine, die mit Leuchtgas betrieben wurde und nach dem Diagramme Abb. 230 arbeitete. Beim Krafthube wurde erst das Gemisch angesaugt und gezündet, wobei der Druck auf 4 bis 5 at stieg, dann expandierte es bis zum Hubwechsel, worauf es beim Rückhube hinausgeschoben wurde. Das Arbeitspiel vollzog sich wie bei der Dampfmaschine innerhalb zweier Hübe. Da die Lenoirsche Maschine viel Gas — 3 bis 4 m³/PSh — und viel Öl verbrauchte, auch der Schlag im Triebwerke störte, der davon herrührte, daß sich der Druckwechsel bei hoher Kolbengeschwindigkeit vollzog, so hatte sie keinen dauernden Erfolg.

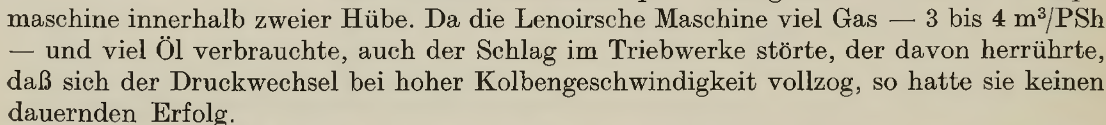


Abb. 230. Diagramm der Gasmaschine von Lenoir.

Der Lenoirschen Maschine folgte (1867) die ihr wirtschaftlich weit überlegene „atmosphärische" Maschine von Otto und Langen, die ebenfalls mit Leuchtgas betrieben wurde und nach dem Diagramm Abb. 231 arbeitete. Es handelt sich um eine stehende, einfachwirkende Maschine ohne Kurbeltrieb. Deren „Flugkolben" wird beim Krafthube, nachdem das Gemisch angesaugt und gezündet ist, mit großer Geschwindigkeit emporgeschleudert, wobei das Gemisch weit unter die Atmosphäre expandiert. Beim Niedergange wird der Kolben durch einen Zahnstangentrieb mit der Welle verbunden und dreht diese, getrieben vom Überdruck der Atmosphäre und seinem eigenen Gewicht. Weil bei dem verhältnismäßig langsamen Niedergange des Kolbens die Zylinderkühlung kräftig wirkt, wird das Gemisch weniger steil komprimiert als es expandiert war, so daß in diesem eigenartigen Zusammenhange die schraffierte Arbeitfläche gewonnen wird. Diese Flugkolbenmaschine brauchte wenig Leuchtgas — nur etwa 0,8 m³/PSh —, war aber nur für kleine Leistungen befähigt und störte durch ihr Geräusch.

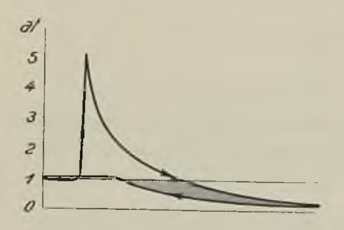


Abb. 231. Diagramm der atmosphärischen Gasmaschine von Otto und Langen.

Die moderne Gasmaschine wurde (1878) durch den Viertaktgasmotor[1] von Otto geschaffen, dessen Arbeitweise durch das Diagramm Abb. 232 veranschaulicht wird. Das Arbeitspiel vollzieht sich innerhalb 4 Hüben oder 2 Umdrehungen. Beim ersten Hub wird das Gemisch angesaugt, beim zweiten Hub wird es verdichtet, und zwar wegen der angewendeten Schiebersteuerung nur auf 2 atü, dann folgt, nachdem das Gemisch kurz vor dem Hubwechsel gezündet ist, der Krafthub, bei dem der Druck auf etwa 8 atü steigt, und beim vierten Hub wird das verbrannte, entspannte Gemisch hinausgeschoben. Der neue Motor war wie die Maschine von Lenoir mit Kurbeltrieb ausgerüstet, arbeitete geräuschlos und war betriebssicher. Da der Leuchtgasverbrauch nur 1 m³/PSh war, zwar mehr als bei der atmosphärischen aber viel weniger als bei der Lenoirschen Gasmaschine, so hatte der neue Otto durchschlagenden Erfolg. Thermodynamisch kommt es übrigens wegen der Verringerung des Gasverbrauches nicht auf den Viertakt, sondern

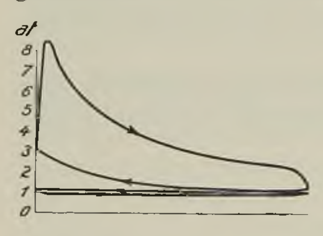


Abb. 232. Diagramm des Viertaktmotors von Otto.

[1] Man spricht von einem Gasmotor und einer Gasmaschine, von einem Dieselmotor und einer Dieselmaschine; es hat sich eingebürgert, ohne daß es eine Regel darstellt, die großen Verbrennungsmaschinen als Maschinen, die kleinen als Motoren zu bezeichnen.

nur auf die Vorverdichtung der Ladungen an; doch wird die Aufgabe am einfachsten durch den Viertakt gelöst, so daß die kleinen Gasmaschinen ausnahmslos, die großen überwiegend im Viertakt wirken[1]. Es entsteht die Frage, wie hoch man vorverdichten soll. Weil dem Verdichtungsverhältnis das Expansionsverhältnis entspricht, so wird der thermische Wirkungsgrad um so besser, je höher man vorverdichtet; anderseits werden die auftretenden Explosionsdrücke, welche die Maschine auszuhalten hat, ebenfalls höher. Bei Verpuffungsmaschinen, deren Ladung wasserstoffreich ist, also bei Leucht- und Koksofengasmaschinen, bei Benzinmotoren usw. verdichtet man nur auf etwa 6 at, weil sich sonst das Gemisch weit vor dem Hubwechsel selbst entzünden kann, wobei, wie es Abb. 233 zeigt, übermäßig hohe Drücke auftreten. Ist die Ladung wasserstoffarm, so verdichtet man auf 10 bis 12 at.

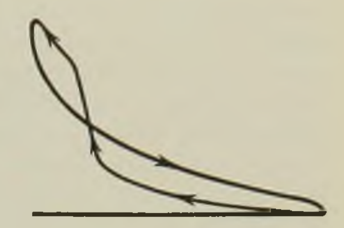


Abb. 233. Diagramm einer Gasmaschine, deren Gemisch infolge Selbstzündung weit vor dem Hubwechsel verbrennt.

In den ersten Jahrzehnten ihrer Entwicklung diente die Gasmaschine als kleinere oder mittlere Kraftmaschine. Anstatt mit teuerem Leuchtgas betrieb man sie häufig mit billigerem, in besonderen Generatoren erzeugtem Kraftgas; trotzdem blieben die großen Einheiten der Dampfkraft vorbehalten. Die Großgasmaschine entstand erst, als man um die Jahrhundertwende daran ging, die Abgase der Hochöfen in der Gasmaschine auszunutzen, statt sie unter dem Kessel zu verbrennen. Es ist nötig, durch sorgfältige Reinigung die Hochofengase vom Staub, die Koksofengase von den Schwefelverbindungen zu befreien. Die Hochofengasmaschinen haben sich ausgezeichnet bewährt und herrschen auf den Eisenhütten zum Antrieb der Gebläse und der Dynamos. Im Gegensatz dazu sind die Koksofengasmaschinen auf den Zechen nicht in dem Maße eingebürgert, wie es möglich wäre; Gasmaschinenkompressoren z. B. sind nur vereinzelt ausgeführt, obwohl sie dieselben günstigen Bedingungen haben wie die Gasmaschinengebläse der Hütten. Das hängt hauptsächlich damit zusammen, daß den Zechen viele minderwertige, nicht verkäufliche, aber unter den Kesseln gut verwertbare Brennstoffe zur Verfügung stehen.

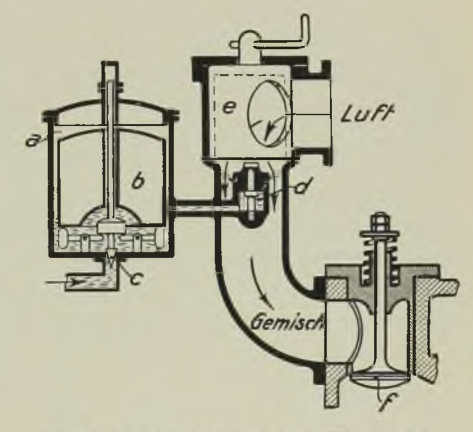


Abb. 234. Anordnung eines Vergasers.

Ebenso wie die Gasmaschine hat sich auch die Ölmaschine vom Kleinmotor zur Großkraftmaschine entwickelt. Leichte, d. h. leichtflüssige Öle, wie Benzin und Benzol, werden in der Vergasermaschine verwendet, die ebenso wie eine Gasmaschine wirkt. Abb. 234 zeigt einen Vergaser, welcher der Verbrennungsluft den Brennstoff in fein verteiltem Zustande beimischt. Im Gehäuse *a* wird die Brennflüssigkeit durch einen Schwimmer *b* gleichhoch gehalten, der bei sinkendem Flüssigkeitsstand durch das Nadelventil *c* neuen Brennstoff zutreten läßt. Vom Gehäuse *a* führt ein gebogenes, in einer Brause *d* endendes Rohr zum Mischraum. Beim Saughube wird aus der Brause in die vorbeiströmende, unter geringem Drucke stehende Luft Brennstoff eingespritzt; damit beim Anfahren, also während langsamen Maschinenganges, genügender Unterdruck im Mischraum entsteht, ist der Lufthahn *e* eng einzustellen. Vergasermaschinen haben eine außerordentlich ausgedehnte Anwendung als Fahrzeugmotoren gefunden. Schweröle, d. h. schwerflüchtige Öle in vollkommenster Weise zu verbrennen, gelang in der Dieselmaschine, in der das Gleichdruckverfahren verkörpert ist. Beim Dieselverfahren wird das Öl in die hochverdichtete, hocherhitzte Luft mittels Druckluft von noch höherem

[1] Wegen der auftretenden Temperaturen vgl. das frühere Diagramm Abb. 3.

Druck eingespritzt und verbrennt infolge Selbstentzündung. Der für die Einspritzung erforderliche Kompressor macht die Maschine verwickelt und verschlechtert ihren Wirkungsgrad, was besonders bei kleinen Leistungen empfunden wurde und zum Bau kompressorloser Dieselmaschinen geführt hat, die in schnell zunehmendem Umfange angewendet werden. Als Schwerölmotor hat ferner der Glühkopfmotor ausgedehnte Verbreitung gefunden, der mit niedrigeren Drücken als der Dieselmotor, aber ebenfalls mit Selbstzündung wirkt.

Anstatt im Viertakt können sowohl die Verpuffungsmaschinen, wie die Gleichdruckmaschinen im Zweitakt arbeiten, ohne daß ihre Wirkung thermodynamisch geändert wird. Indem man auf den Krafthub den Kompressionshub folgen läßt, und beim Übergange vom Krafthube zum Kompressionshub den Zylinder durch besondere Pumpen spült und lädt, braucht man den Saughub und den Auspuffhub nicht mehr. Der Zweitaktzylinder wird in der Regel mit Auslaßschlitzen ausgeführt, die vom Kolben gesteuert werden. Zweitaktzylinder leisten nicht ganz doppelt so viel wie Viertaktzylinder. Zweitaktgasmaschinen werden durch die erforderlichen Ladepumpen für Gas und Luft verwickelt. Bei der Dieselmaschine und bei den Schwerölmaschinen überhaupt sind die Bedingungen für den Zweitakt viel günstiger als bei der Gasmaschine, weil der Brennstoff erst nach der Verdichtung der Luft eingeführt wird.

121. Mechanischer, thermischer, wirtschaftlicher Wirkungsgrad und Wärmeverbrauch der Verbrennungsmaschinen. In den Verbrennungsmaschinen treten große Reibungsverluste auf, weil Triebwerk, Kolbendichtungen und Stopfbüchsen für die auftretenden Höchstdrücke zu bemessen sind, bei 4 Hüben aber nur ein Krafthub ist oder — beim Zweitakt — Spül- und Ladearbeit zu leisten ist. Die Leerlaufarbeit ist nicht erheblich kleiner als die Verlustarbeit bei voller Leistung. Eine größere, vollbelastete Gasmaschine hat etwa 0,85, eine Dieselmaschine etwa 0,75 bis 0,8 mechanischen Wirkungsgrad.

Der thermische Wirkungsgrad[1] gibt an, ein wie großer Bruchteil der zugeführten Wärme in Arbeit umgewandelt wird. Verbraucht eine Gasmaschine, die mit Gichtgas von 800 kcal Heizwert betrieben wird, 2,5 m^3/PS_ih oder 2000 $kcal/PS_ih$, so ist, da 1 PSh = 632 kcal ist, der thermische Wirkungsgrad $= 632:2000 = 0,316$. Der wirtschaftliche, sich auf die effektive Ausnutzung der Wärme beziehende Wirkungsgrad ist bei 0,85 mechanischem Wirkungsgrad $= 0,316 \cdot 0,85 = 0,27$.

Bei voller Belastung verbrauchen größere Gasmaschinen 2200 bis 2400 $kcal/PS_eh$, Dieselmaschinen mit Preßlufteinspritzung 2000 bis 2200 $kcal/PS_eh$; kompressorlose Dieselmaschinen etwas weniger; bei Teillast sind die Zahlen erheblich höher. Indem man die Abhitze der Verbrennungsmaschinen gemäß Ziffer 125 zur Erzeugung von Dampf verwendet, läßt sich der Wärmeverbrauch noch weiter herabsetzen.

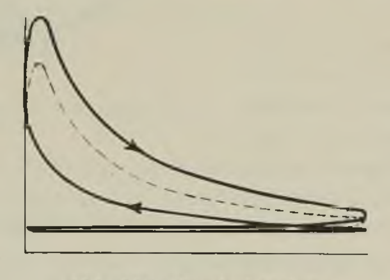


Abb. 235. Gemischreglung.

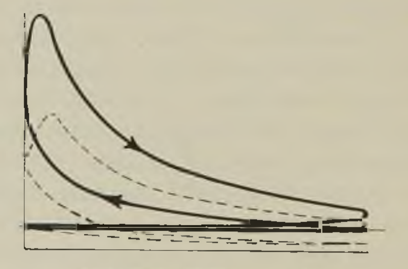


Abb. 236. Füllungsreglung.

122. Bemessung und Reglung der Verbrennungsmaschinen. Verbrennungsmaschinen werden so bemessen, daß sie bei ihrer Nennleistung mit verhältnismäßig gutem Gemisch arbeiten, so daß sie nur eine geringe Vermehrung der Brennstoffzufuhr verwerten können, d. h. nur in geringem Maße überlastbar sind. Bei stark schwankender Belastung wird

[1] Vgl. Ziffer 12.

also die Verbrennungsmaschine schlecht ausgenutzt. Um diesem Nachteil zu begegnen, um die Verbrennungsmaschine elastischer zu machen, ist man bei großen Einheiten dazu übergegangen, die Leistung mittels besonderer Mittel zu steigern[1]. Bei gegebenem indiziertem Druck p_i sind die Abmessungen gemäß Ziffer 65 für Zweitakt- und Viertaktmaschinen berechenbar. Für die Nennleistung ist p_i bei Gasmaschinen etwa 4,5 bis 4,8 at, bei Benzinmotoren etwa 5 at und mehr, bei Dieselmaschinen 6 at. Ob das Gas selbst größeren oder kleineren Heizwert hat, ist nicht maßgebend, sondern es kommt auf das Gemisch an. Z. B. bemißt man Koksofengasmaschinen und Hochofengasmaschinen etwa gleichgroß, obwohl Koksofengas 5mal größeren Heizwert als Hochofengas hat, weil Hochofengas auch viel weniger Luft braucht und die angewendeten Gemische in beiden Fällen etwa 450 kcal/m³ Heizwert haben.

Wenn die Belastung der Verbrennungsmaschine größer oder kleiner wird, muß die Reglung eingreifen und die Brennstoffzufuhr vergrößern oder verkleinern. Das geschieht in sehr verschiedener Weise. Bei den kleinen Verpuffungsmaschinen spielt von alters her die Aussetzerreglung eine Rolle: Läuft die Maschine zu schnell, wird die Kraftzufuhr überhaupt abgestellt, worauf die Drehzahl zurückgeht, bis wieder volle Kraftzufuhr angestellt wird. Für bessere Maschinen werden nur stetig wirkende Reglungen verwendet.

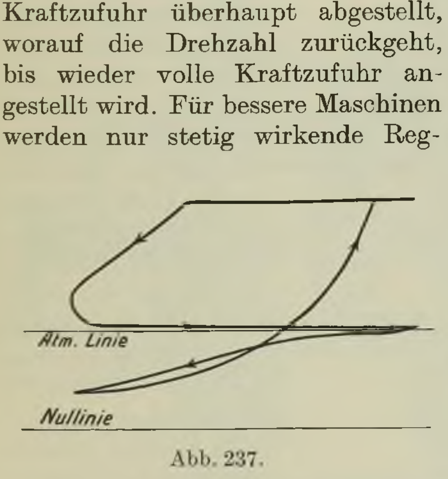


Abb. 237.

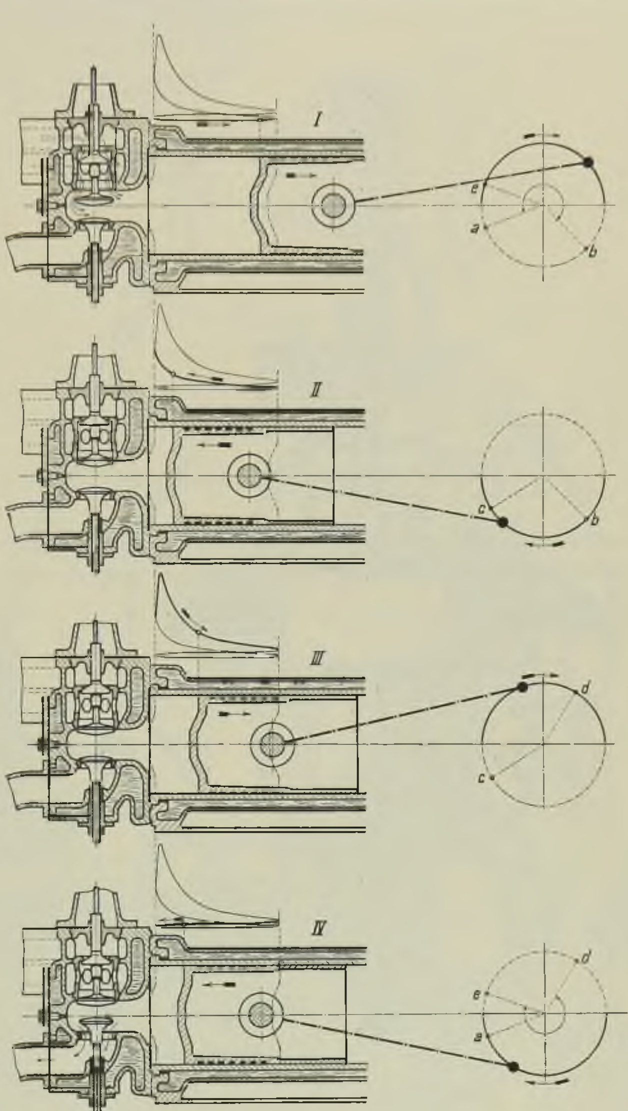


Abb. 238. Veranschaulichung des Viertaktverfahrens.

Bei den Dieselmaschinen wird mehr oder weniger Öl eingespritzt, bei den Zweitaktgasmaschinen mehr oder weniger Gas zugemessen. Bei den Viertaktverpuffungsmaschinen unterscheidet man qualitative und quantitative Reglung. Bei der qualitativen oder Gemischreglung, Abb. 235, wird nur der Gasgehalt des Gemisches geändert, das immer auf denselben Druck verdichtet wird, da seine Menge dieselbe bleibt. Bei der quantitativen oder Füllungsreglung, Abb. 236, wird die Ladungsmenge oder die Größe der Füllung geändert, in welchem Zusammenhange sich auch der

[1] Vgl. Ziffer 124.

Verdichtungsdruck ändert, während das Gemisch in unveränderter Zusammensetzung angesaugt wird[1]. Der Unterschied beider Reglungen tritt bei abnehmender Belastung, insbesondere beim Leerlauf hervor. Bei der qualitativen Reglung werden bei gleichbleibendem Verdichtungsdruck die Explosionsdrücke in dem Maße niedriger, wie das Gemisch ärmer wird, und man kann bei niedriger Belastung und beim Leerlauf die Bildung und Verbrennung des Gemisches nicht mehr beherrschen, so daß die Diagramme streuen, auch Fehlzündungen auftreten. Bei der quantitativen Reglung muß man beim Leerlauf, um den Zylinder nur wenig zu füllen, das in unverminderter Zusammensetzung angesaugte Gemisch stark drosseln oder gemäß Abb. 237 weit unter die Atmosphäre expandieren lassen, infolgedessen das Gemisch beim Leerlauf nur auf etwa 2,5 at verdichtet wird, aber trotzdem sicher zündet. Was über das Verhalten der beiden Reglungsarten gesagt ist, gilt für unveränderliche Drehzahl; handelt es sich um Gebläse- oder Kompressorantriebsmaschinen, die mit sehr veränderlicher Drehzahl laufen, sind die Bedingungen anders. Häufig vereinigt man beide Reglungsarten zu einer sogenannten kombinierten Reglung, mit der man in allen Fällen gute Erfahrungen gemacht hat.

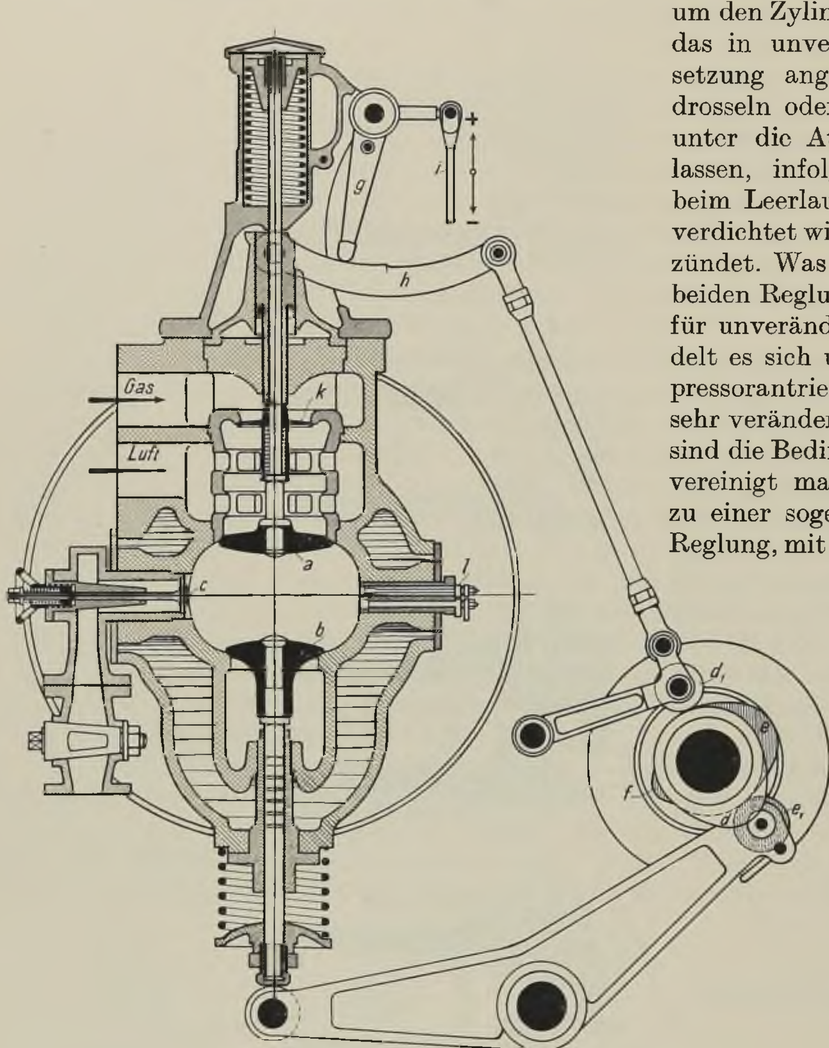


Abb. 239. Querschnitt eines Deutzer Gasmotors.

123. Die einfachwirkenden Viertaktverpuffungsmaschinen. Das Viertaktverfahren, das bereits durch das Diagramm Abb. 232 veranschaulicht war, ist in Abb. 238 genauer dargestellt. Zur Steuerung dienen Tellerventile, die von der neben dem Zylinder liegenden, halb so schnell wie die Kurbelwelle umlaufenden Steuerwelle mittels Nocken oder Exzenter angetrieben werden. Das Einlaßventil sitzt oben, das Auslaßventil unten. Der Raum zwischen den Ventilen und dem in der inneren Endstellung stehenden Kolben ist der Verdichtungsraum[2], von dessen Größe die Höhe des Verdichtungsdruckes abhängt. Aus der Abb. 239, die den Querschnitt eines größeren Deutzer Gasmotors darstellt, sind Steuerung und Regelung einer solchen Maschine zu erkennen. Das Einlaßventil a wird durch den Nocken d bewegt, auf dem die Rolle d_1 läuft, das Auslaßventil b durch

[1] Trotzdem wird das im Zylinder wirksame Gemisch mit abnehmender Belastung schlechter, weil zum angesaugten Gemisch die im Verdichtungsraum zurückgebliebenen Verbrennungsgase treten, wodurch das angesaugte Gemisch bei kleinerer Füllung mehr verschlechtert wird als bei großer.

[2] Vgl. Ziffer 63.

den Nocken e, auf dem die Rolle e_1 läuft. Auf der Stange des Einlaßventils sitzt das die Gaszufuhr steuernde Ventil k. Die Reglung ist quantitativ. Je nachdem wie der Regler den Hebel g stellt, macht das Einlaßventil a nebst dem Ventil k größeren oder kleineren Hub, so daß das eintretende Gemisch weniger oder mehr gedrosselt wird. Bei l ist die in den Zylinder eingesetzte Zündbüchse erkennbar, die den isolierten Zündstift und den Unterbrecherhebel nebst Welle enthält. Die Zündbüchse gehört zu der in Abb. 240 genauer dargestellten elektromagnetischen Zündeinrichtung. Innerhalb des Hufeisenmagnets a ist ein Anker drehbar, der erst von der Steuerwelle c in der aus der Zeichnung ersichtlichen Weise gedreht wird, bis Hebel e abschnappt und der Anker von den Federn getrieben zurückschnellt. Der entstehende Strom geht durch die Zündschnur zum isolierten Zündstift b und durch das Gehäuse zum Anker zurück. Wenn der Strom am stärksten

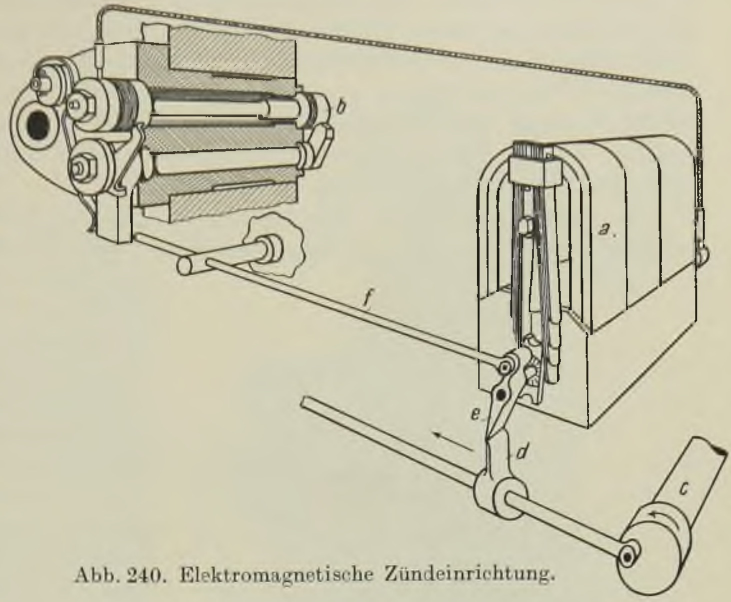
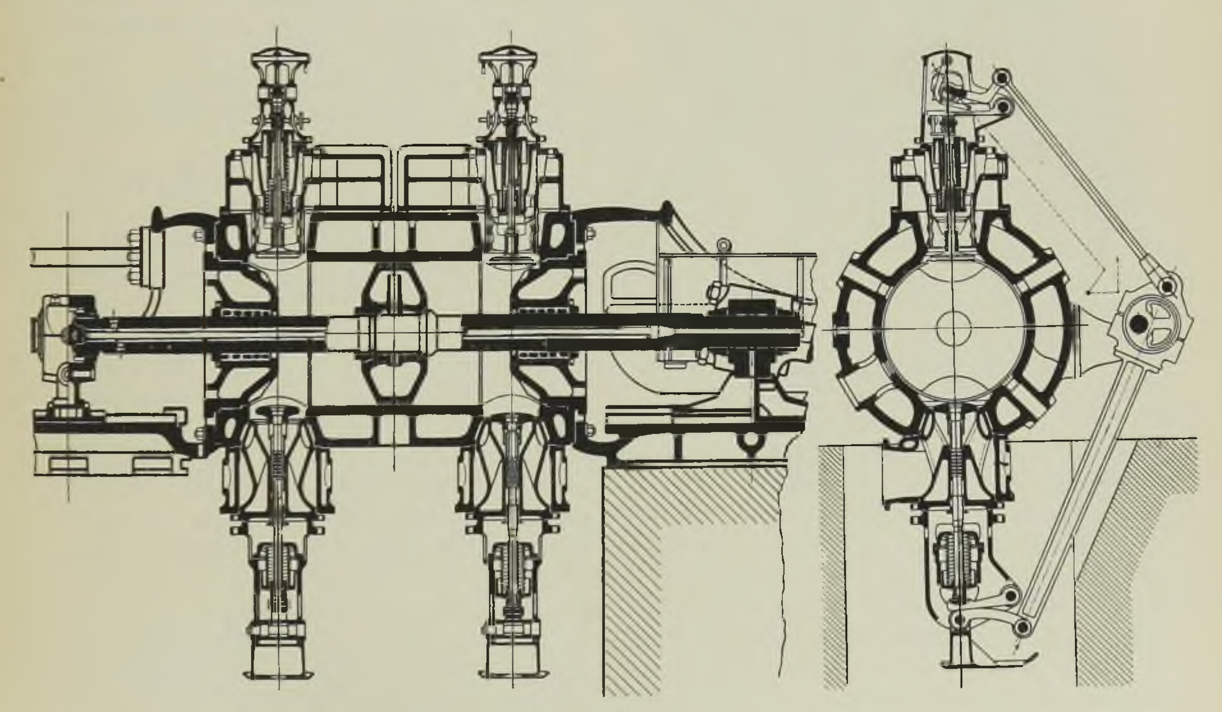


Abb. 240. Elektromagnetische Zündeinrichtung.


Abb. 241. Zylinder der Viertaktgroßmaschine der MAN.

ist, wird er bei b unterbrochen, indem die Stange f gegen einen außen auf der Unterbrecherwelle sitzenden Anschlag stößt und den Unterbrecherhebel vom Zündstift abreißt; infolgedessen tritt am Zündstift ein kräftiger Funke auf, der das Gemisch zündet.

Das Ventil *c*, Abb. 239, dient dazu, die Maschine mit Druckluft anzulassen; bei einzylindrigen Maschinen kann man es von Hand bedienen, bei mehrzylindrigen wird es gesteuert. Während des Anlassens muß die Rolle des Auslaßventils außer auf dem Auslaßnocken auf einem Hilfsnocken laufen, der beim Kompressionshub das Auslaßventil anhebt. Die Druckluft wird durch einen kleinen Kompressor erzeugt, oder man richtet die Gasmaschine so ein, daß sie beim Auslaufe mit Hilfe eines Ladeventils verdichtete Luft in den Druckluftbehälter drückt. Die Kühlung, zu der reines Wasser genommen werden soll, wird als Durchfluß- oder Umwälzkühlung, bei fahrbaren Motoren auch als Verdampfungskühlung ausgeführt.

124. Großgasmaschinen. Die Großgasmaschinen werden immer doppeltwirkend als Zweitakt- oder Viertaktmaschinen ausgeführt; der Viertakt überwiegt weitaus. Weil bei den doppeltwirkenden Maschinen die Zylinder auf beiden Seiten geschlossen sind, ist es nötig, auch die Kolben und Kolbenstangen durch Wasser zu kühlen. Beim doppeltwirkenden Zweitaktzylinder ist jeder Hub ein Krafthub, während beim doppeltwirkenden Viertaktzylinder auf 2 Krafthübe 2 Leerhübe folgen; deshalb ist beim doppeltwirkenden Viertakt Tandemanordnung üblich, bei der man ebenfalls, indem man die Zündungen entsprechend auf die beiden Zylinder verteilt, bei jedem Hube einen Krafthub erhält. Durch Zwillingsanordnung ist die Leistung weiter erhöhbar. Die größten ausgeführten Viertaktzylinder (1500 mm Durchm. und 150 mm Hub) leisten bis 3000 PS, so daß eine Zwillingstandemmaschine bis 12000 PS hergeben würde.

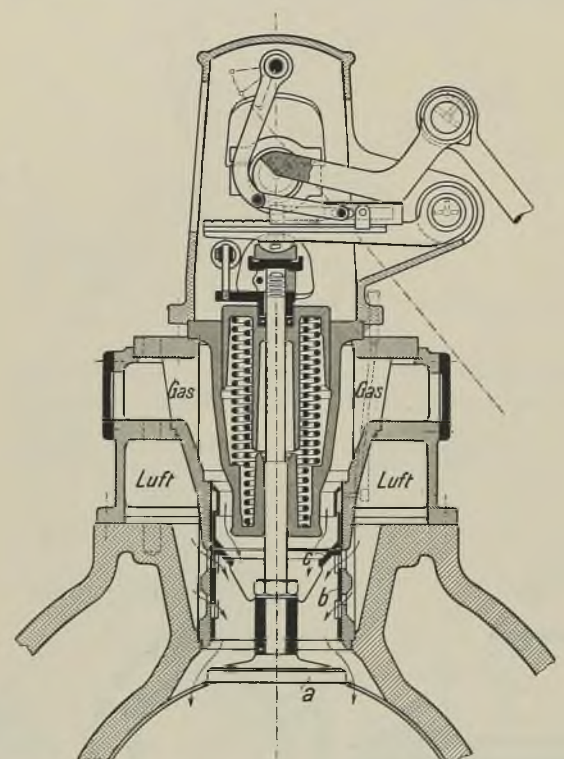


Abb. 242. Einlaßsteuerung der MAN für Großgasmaschinen.

In der Abb. 241 ist die Viertaktgroßgasmaschine der MAN dargestellt, die mit einer kombinierten, auf quantitativer Grundlage beruhenden Reglung ausgerüstet ist, die in Abb. 242 veranschaulicht ist. *a* ist das Einlaßventil; auf seiner Spindel sitzen der den Lufteintritt steuernde Schieber *b* und das Gasventil *c*, das den Gaseinlaß steuert und den Gasraum vom Luftraum abschließt. Den qualitativen Einschlag erhält die Steuerung dadurch, daß der Luftschieber noch nicht schließt, wenn das Gasventil aufsitzt, so daß bei kleiner Leistung und entsprechend kleinem Hube des Einlaßventils der Luftspalt im Verhältnis zum Gasspalt größer als bei großem Hube ist. Infolge dieses qualitativen Einschlages paßt sich die Steuerung dem Heizwert des Gases in gewissen Grenzen an und ist bequem auf ihn einstellbar. Die äußere Anordnung der Steuerung ist dadurch sehr einfach, daß die Steuerwelle für jeden Zylinder nur 2 Exzenter trägt, indem die Treibstange des Einlaßventils am Exzenter des Auslaßventils angreift. Der Regler verschiebt den Sattel, auf dem sich der Ventilhebel abwälzt, so daß der Hub des Einlaßventils nebst Luftschieber und Gasventil größer oder kleiner wird. Zur elektrischen Zündung des Gemisches sind 3 Zündeinsätze angeordnet, mittels derer Abreißfunken erzeugt werden. Abb. 243 (MAN) veranschaulicht schematisch die Zündeinrichtung für die Zylinderseiten *I*, *II*, *III* und *IV* einer doppeltwirkenden Tandemmaschine, die nacheinander wirken. *a* ist eine Zündstelle, *b* der Unterbrecherhebel, der am Ende des Ver-

dichtungshubes durch den elektromagnetischen Hammer c von seinem Kontakte abgerissen wird, so daß ein Funke entsteht. In diesem Augenblick wird nämlich durch den Stromverteiler d ein Stromkreis geschlossen, so daß die Wicklung des Hammers c aus der Akkumulatorenbatterie einen kräftigen, über die Zündstelle a fließenden Strom empfängt, der unmittelbar nach dem Entstehen bei a unterbrochen wird, indem der elektromagnetische Hammer c ausschlägt und den Unterbrecherhebel b abreißt. Das Schema zeigt den Stromlauf für eine Zündstelle der Zylinderseite IV. Indem man die am Stromverteiler anliegenden Kontakte nach der einen oder anderen Seite verstellt, kann man je nach Drehzahl und Gasart auf frühere oder spätere Zündung einstellen. Zum Anlassen dient Druckluft von anfänglich etwa 25 at Spannung, die in einem Kessel gespeichert ist. Man läßt bei einer Tandemmaschine zwei von den vier Zylinder-

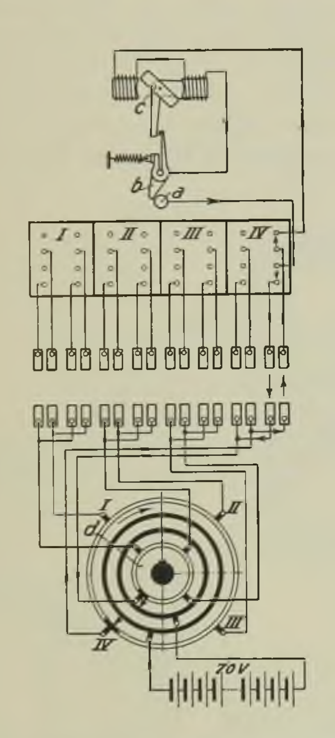


Abb. 243. Elektrische Zündanordnung der MAN.

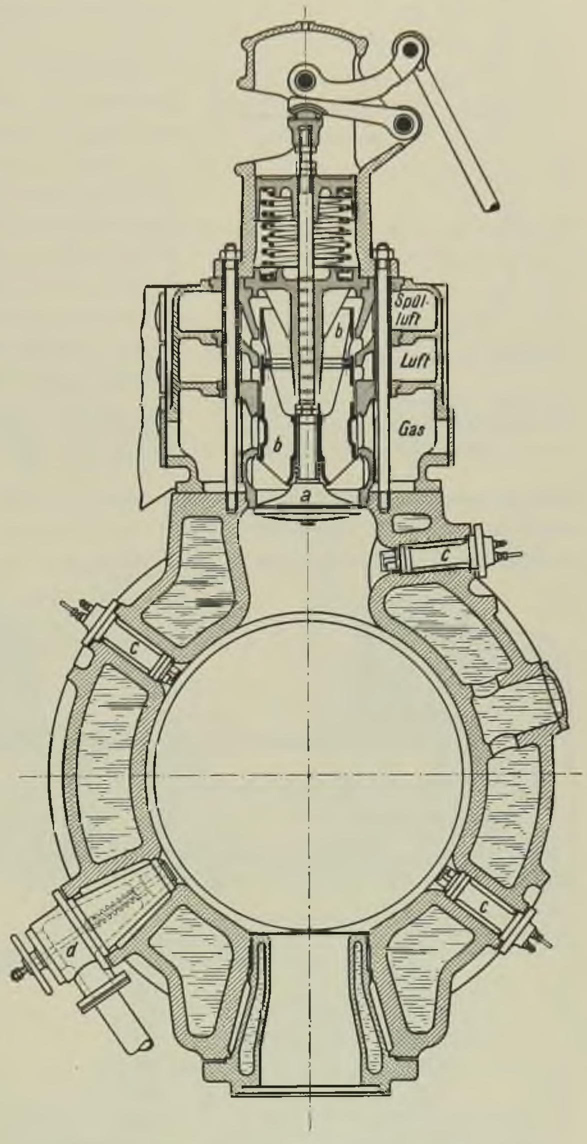


Abb. 244. Zylinderquerschnitt der Thyssenschen Großgasmaschine mit Leistungssteigerung.

seiten an und bewerkstelligt in den beiden anderen die Zündung, worauf die Druckluft abgesperrt und den ersten beiden Zylinderseiten ebenfalls Gas gegeben wird.

Abb. 244 zeigt den Querschnitt der von der Maschinenfabrik Thyssen & Co., Mülheim, gebauten *Viertaktgroßgasmaschine*. Diese wird entweder normal ausgeführt oder so eingerichtet, daß sie zwecks *Leistungssteigerung* gespült und mit Luft von 0,25 atü nachgeladen wird. Die Abbildung veranschaulicht letztere Bauart. a ist das Einlaßventil, auf dessen Stange der das Gas, die Mischluft und die Spülluft steuernde Schieber b sitzt. c sind die Zündeinsätze, d ist das Druckluftventil, das beim Anlassen zu öffnen ist.

Der Gas-, der Mischluft- und der Spülluftstrom werden durch Drosselklappen beherrscht, die der Regler einstellt. Das Einlaßventil, aber nicht der Gas- und Mischluftschieber, öffnet schon im letzten Teil des Ausschubhubes und bleibt bis in den Kompressionshub hinein geöffnet, so daß der Zylinder bei größerer Leistung vor dem Ansaughube gespült wird, ein Gemisch mit Gasüberschuß ansaugt und nach beendetem Saughube mit Druckluft nachgeladen wird. Durch die zunehmend verstärkte Ladung ist die Maschinenleistung, wie ein Vergleich der Diagramme *I* und *II* in Abb. 245 lehrt, um etwa ein Viertel steigerbar, so daß die Maschine innerhalb weiter Grenzen mit günstigem Wärmeverbrauche wirkt. Bemerkenswert ist, daß die Leistungssteigerung nicht durch eine entsprechende Drucksteigerung erkauft wird. Es ist dafür gesorgt, daß das Spülgebläse nicht etwa explosibles Gemisch empfängt, wenn es zum Stillstand kommt, während die Gasmaschine weiterläuft, und daß, wenn umgekehrt die Gasmaschine zum Stillstand kommt, das weiterlaufende Gebläse nicht in die Gasleitung Druckluft pumpt[1]. — Abb. 246 zeigt schematisch die von Gebr. Klein, Dahlbruch, ausgeführte Zweitaktgroßgasmaschine der Körtingschen doppeltwirkenden Bauart[2]. *a* ist der Zylinder der Gasmaschine mit den Einlaßventilen *d* und den von dem langen Kolben gesteuerten Auslaßschlitzen *e*, *b* die Gaspumpe, *c* die Luftpumpe. Die Pumpenkurbel eilt der Maschinenkurbel

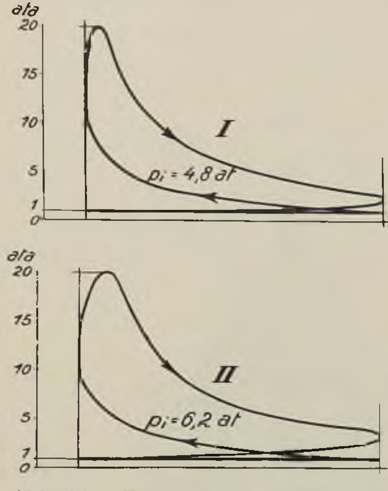


Abb. 245. Diagramme der Thyssenschen Großgasmaschine mit Leistungssteigerung.

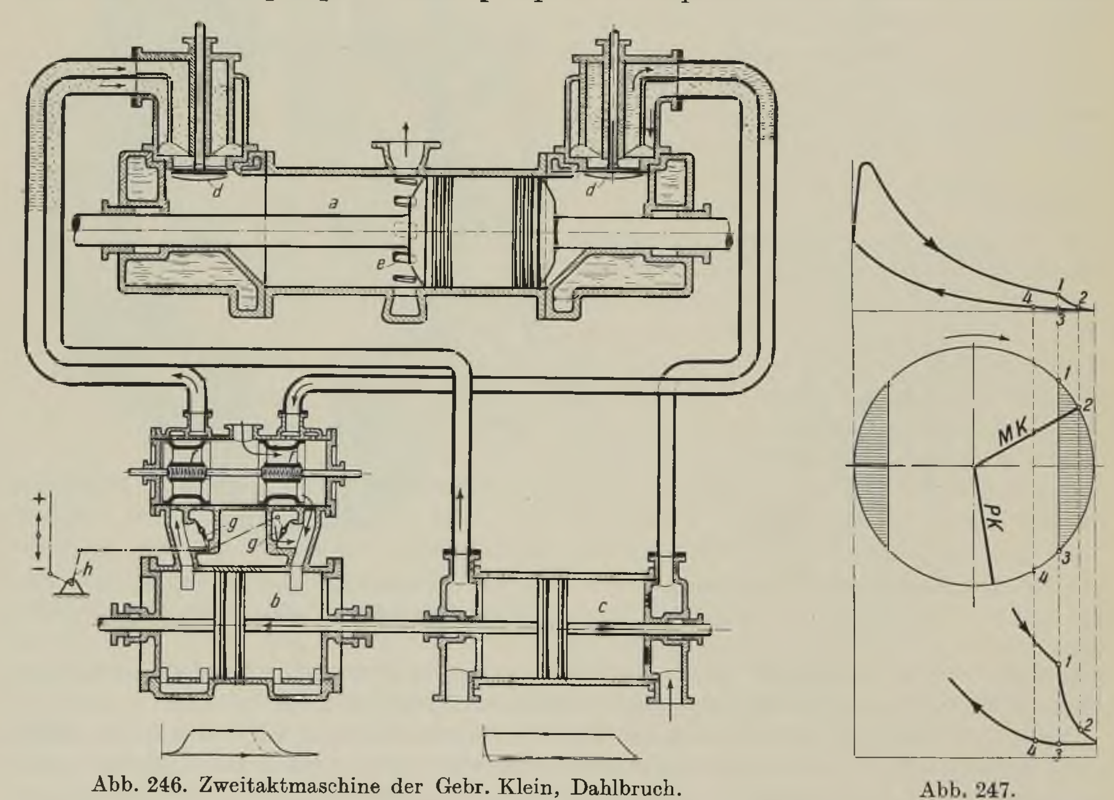


Abb. 246. Zweitaktmaschine der Gebr. Klein, Dahlbruch.

Abb. 247.

[1] Wegen Näherem über Großgasmaschinen mit Leistungssteigerung sei auf Langer, Z.V.d.I. 1925, S. 1025 hingewiesen.

[2] Wegen des Grundsätzlichen über das Zweitaktverfahren vgl. Ziffer 120.

um 110° vor. Die Spül- und Ladevorgänge gehen aus den in der Abb. 246 enthaltenen Pumpendiagrammen und den in der Abb. 247 dargestellten Gasmaschinendiagrammen hervor. Am Ende des Krafthubes im Zeitpunkt 1 beginnt der Kolben die Auslaßschlitze freizugeben, im Zeitpunkt 2 öffnet das Einlaßventil und es beginnt das Spülen, dem sich das Laden anschließt, im Zeitpunkt 3 schließt der rückkehrende Kolben die Auspuffschlitze, vom Zeitpunkt 3 ab verdichten der Gasmaschinen- und die Pumpenkolben gemeinsam das in den Zylinder geladene Gemisch, bis im Zeitpunkt 4 das Einlaßventil schließt und die eigentliche Verdichtung beginnt. Im Indikatordiagramm erscheint die Zeit für die Spülung und Ladung kurz; tatsächlich ist sie, am Kurbelkreis gemessen, nicht unerheblich. Der Regler wirkt auf die Drosselklappen der Gaspumpe, so daß das gepumpte Gas mehr oder weniger zurückläuft. Die Ladung mit Gas ist vorsichtig zu bemessen, sonst tritt auch Gas durch die Auspuffschlitze.

Man läßt die Zweitaktmaschinen etwas langsamer laufen als die Viertaktmaschinen, ferner kann man aus dem eben angegebenen Grunde den Zylinder nicht voll ausnutzen, so daß der Zweitaktzylinder nicht doppelt so viel leistet wie der Viertaktzylinder. Bei langsamem Gange, wie er beim Gebläseantrieb vorkommt, erweist sich die sichere Zumessung des Gases und der Luft als vorteilhaft. Der Zahl nach sind die Zweitaktgasmaschinen den Viertaktgasmaschinen weit unterlegen.

125. Die Abwärmeverwertung bei Großgasmaschinen. In der Gasmaschine wird noch nicht ein Drittel der im Gase enthaltenen Energie in Arbeit umgesetzt; der Rest geht mit

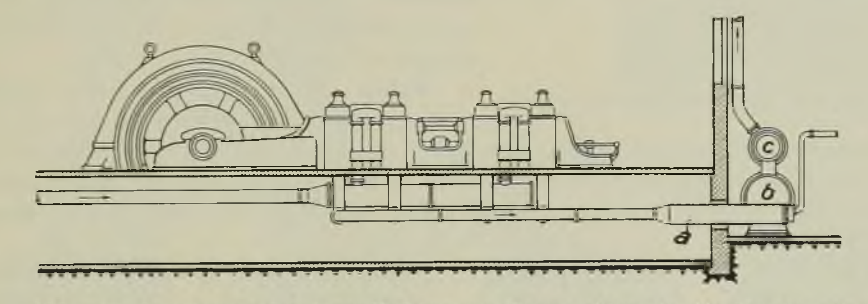


Abb. 248. Ausnützung der Auspuffwärme von Gasmaschinen in Abwärmekesseln.

den 300 bis 600° heißen Auspuffgasen und dem Kühlwasser verloren. Es ist üblich geworden, die Auspuffwärme in Abwärmekesseln auszunützen. Diese werden als Rauch-

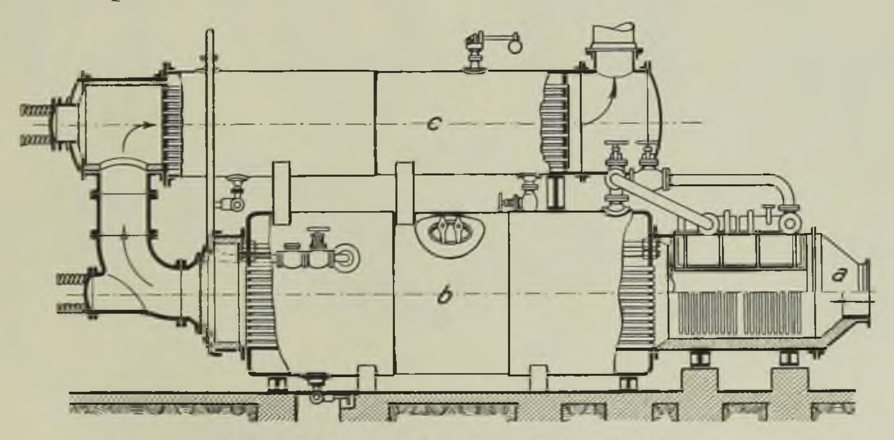


Abb. 249. Abwärmekessel von Thyssen & Co.

röhrenkessel ausgeführt und mit einem Überhitzer und einem Speisewasservorwärmer vereint. Abb. 248 (MAN) zeigt die allgemeine Anordnung: die Auspuffgase durchziehen nacheinander den Überhitzer a, den Kessel b und den Vorwärmer c. In Abb. 249 ist ein

Abwärmekessel (b) von Thyssen & Co. nebst Überhitzer a und Vorwärmer c dargestellt. Durch diese Verwertung der in den Auspuffgasen enthaltenen Abwärme gewinnt man für 1 von der Gasmaschine erzeugte kWh 1 bis 1,2 kg hochgespannten, überhitzten Dampf, mit dem man bis zu 0,2 kWh erzeugen kann.

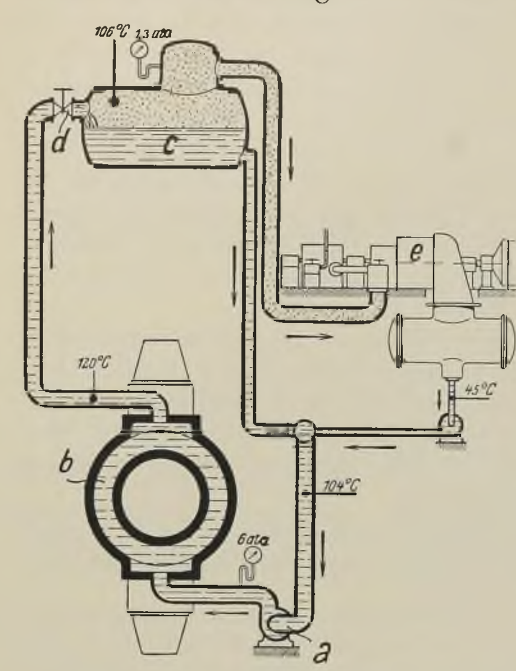


Abb. 250. Semmler-Heißkühlanordnung.

Um auch die Kühlwasserwärme auszunützen, muß man Heiß- oder Siedekühlung anwenden. Beim Semmler-Heißkühlverfahren, Abb. 250[1], hat das Kühlwasser, das durch eine Pumpe a umgewälzt wird, in dem Kühlmantel b 6 ata Druck, wird aber beim Eintritt in den Sammler c durch das Ventil d auf 1,3 ata entspannt, infolgedes ein Teil des Wassers verdampft. Der Dampf wird im Niederdruckteil einer Zweidruckturbine e ausgenützt, während das restliche Kühlwasser, ergänzt durch eine entsprechende Kondensatmenge, zur Kühlwasserumwälzung fließt. Bei der Siedekühlung wird Dampf in den Kühlräumen selbst erzeugt, und der zum Dampfsammler emporsteigende Dampf verursacht einen lebhaften Umlauf, so daß die Umwälzpumpe entbehrlich ist.

Durch die Ausnützung der Kühlwasserwärme erzielt man etwa halb so viel wie durch die Ausnützung der Auspuffwärme. Insgesamt sind also durch die Abwärmeverwertung bis 30% der Gasmaschinenleistung zusätzlich gewinnbar. Je stärker und gleichmäßiger die Gasmaschine belastet ist, um so vorteilhafter ist es für die Abwärmeverwertung.

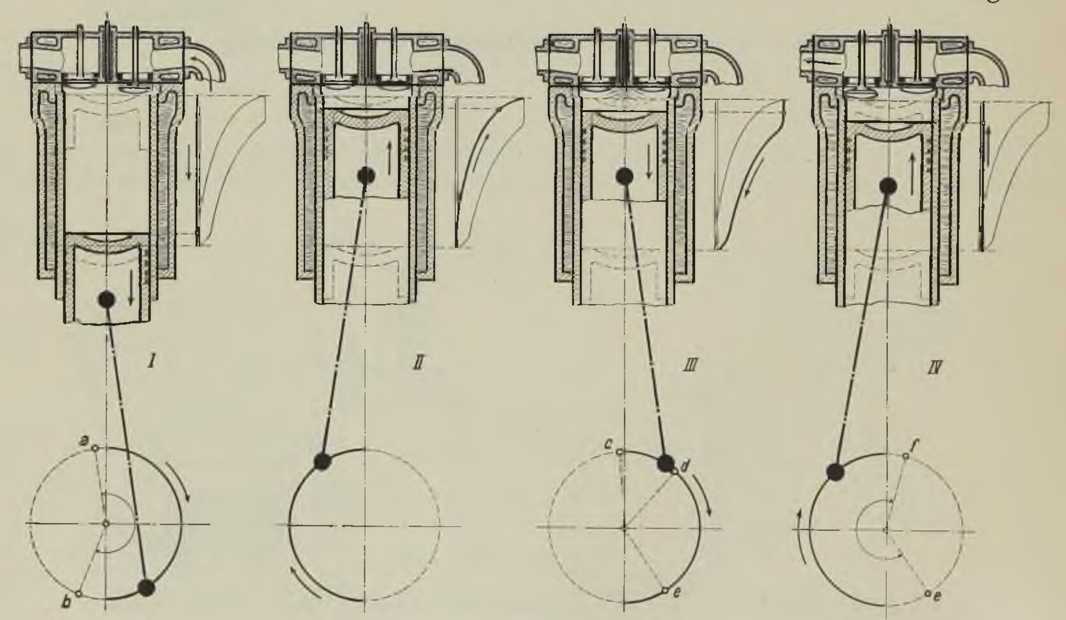


Abb. 251. Darstellung des Viertakt-Dieselverfahrens.

126. Die Dieselmaschinen. Die Dieselmaschine, deren Verfahren auf dem Patente 67207 von Diesel beruht und deren konstruktive Durchbildung bei der Maschinenfabrik

[1] Nach Z.V. d. I. 1925, S. 1023.

Augsburg in mehrjähriger Arbeit (1893 bis 1897) entwickelt worden ist, ist nicht die erste, aber die vollkommenste Schwerölmaschine. In ihrer eigentlichen Gestalt ist sie da-

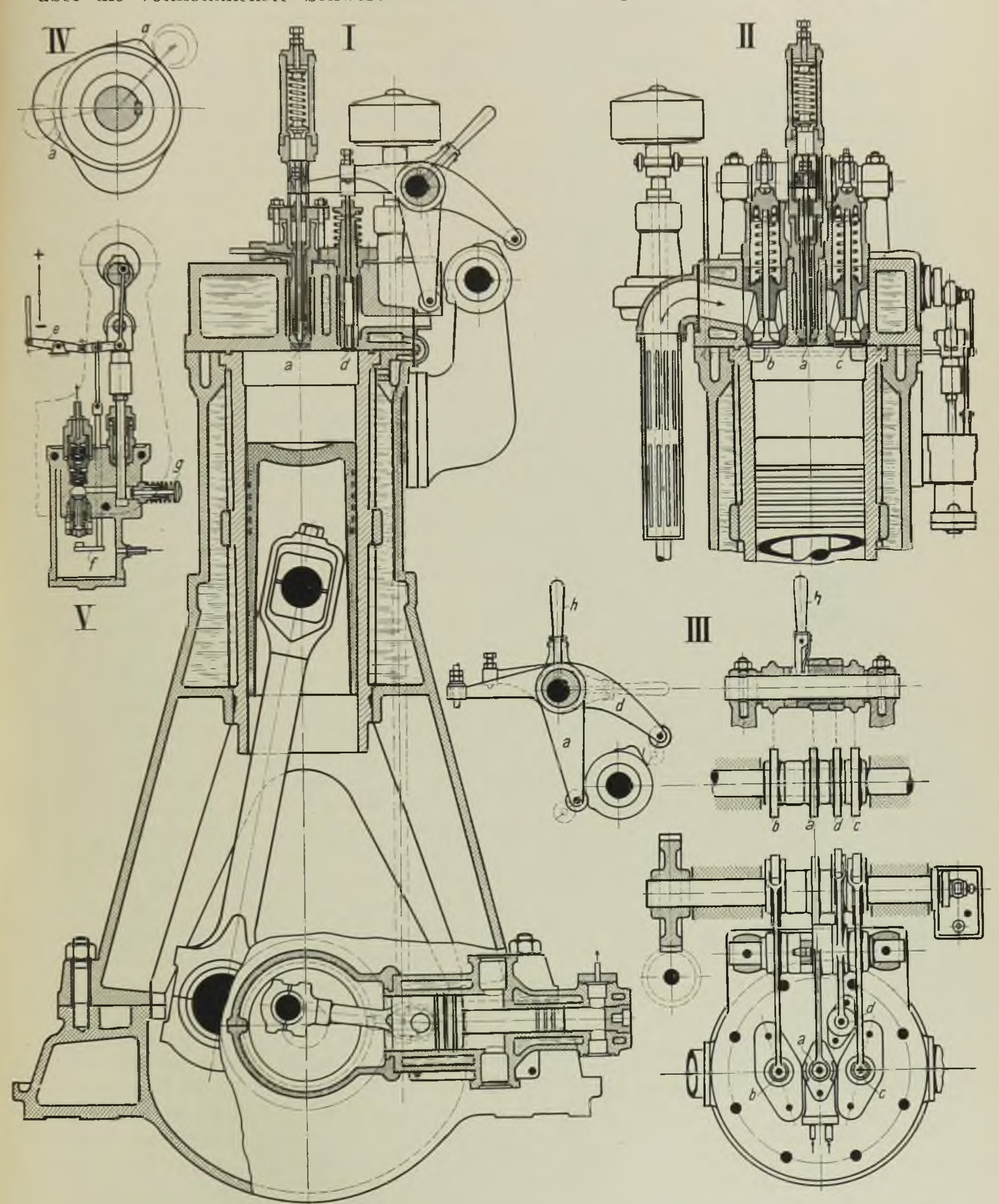


Abb. 252. Stehender Viertakt-Dieselmotor der Motorenfabrik Deutz.

durch gekennzeichnet, daß die Verbrennungsluft auf 32 bis 35 at verdichtet wird, und daß das Treiböl mittels Druckluft von etwa 70 at in die durch die Verdichtung hoch-

erhitzte Luft eingespritzt wird und infolge Selbstentzündung verbrennt. Die hohe Verdichtungsspannung wäre im Betriebe nicht nötig, ist aber dafür erforderlich, daß die Maschine beim Anlassen, ohne daß man vorwärmen muß, anspringt. Weil die Luft für sich verdichtet wird, sind Frühzündungen ausgeschlossen. An und für sich erscheint das Dieselverfahren auch für heizkräftige Gase anwendbar; tatsächlich ist es nur bei Ölmaschinen ausgeführt. Die Einblasdruckluft wird durch einen besonderen zweistufigen, besser dreistufigen Kompressor erzeugt, der sie in die Einblasflasche drückt; derselbe Kompressor erzeugt auch die für das Anlassen erforderliche Druckluft, die in den Anlaßgefäßen gespeichert wird. Setzt man, wie es häufig geschieht, mehrere Kraftzylinder nebeneinander, so genügt für alle ein Kompressor.

Abb. 251 veranschaulicht die Vorgänge bei Viertaktdieselmaschinen. Auf den Ansaughub folgt der Kompressionshub, welchem sich der Krafthub anschließt, bei dem das Treiböl eingespritzt wird und verbrennt, worauf beim vierten Hube die Abgase hinausgeschoben werden.

In Abb. 252 ist die konstruktive Ausführung eines stehenden Dieselmotors der Motorenfabrik Deutz veranschaulicht. Die im Zylinderdeckel sitzenden Ventile: das Brennstoffventil *a*, das Einlaßventil *b*, das Auslaßventil *c* und das Anlaßventil *d* werden durch die ebenso bezeichneten Nocken bewegt, die auf der hochliegenden, halb so schnell wie die Kurbelwelle umlaufenden Steuerwelle aufgekeilt sind. Mit dem Einschalthebel *h* legt man die Steuerung entweder in die Anlaßstellung, bei welcher Hebel *d* anliegt und Nocken *d* das Druckluftventil *d* antreibt, oder in die Betriebsstellung, bei welcher Hebel *a* anliegt und Nocken *a* das Brennstoffventil *a* betätigt. Wird der Einschalthebel *h* schräg gestellt, sind sowohl das Anlaß- wie das Brennstoffventil in Ruhe. Der Brennstoff wird durch die Brennstoffpumpe gegen den hohen Druck der Einblaseluft zum Brennstoffventil Abb. 253 gepreßt, wo er sich auf den mit versetzten Bohrungen versehenen Zerstäuberplättchen *b* absetzt, bis die Brennstoffnadel *a* durch die Steuerung angehoben wird und der Brennstoff durch die Bohrungen in den Plättchen *b*, durch die Längsnuten des dahinter sitzenden Konus und durch die Mündung des Düsenplättchens *c* in den Zylinder eingeblasen wird. In Abb. 252 ist die Brennstoffpumpe unter *V* in vergrößertem Maßstabe dargestellt. Die geförderte Brennstoffmenge wird durch den Geschwindigkeitsregler bestimmt, unter dessen Einwirkung ein kleinerer oder größerer Teil der angesaugten Brennstoffmenge beim Druckhube zurückläuft. Es wird nämlich das Saugventil der Brennstoffpumpe durch die auf und nieder bewegte Stange *f* längere oder kürzere Zeit offen gehalten, je nach der Höhenlage, in welcher die Stange wirkt, und diese Höhenstellung hängt in der aus der Zeichnung ersichtlichen Weise von der Muffenstellung des Reglers ab. Das Diagramm Abb. 254 veranschaulicht die Wirkung der Reglung. Der die Einblas- und Anlaßpreßluft erzeugende Kompressor ist liegend angeordnet und wirkt zweistufig.

Abb. 253. Brennstoffventil.

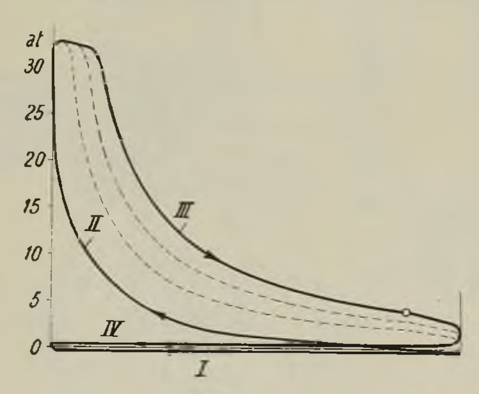


Abb. 254. Regeldiagramm der Viertakt-Dieselmaschine.

Das Zweitakt-Dieselverfahren ist durch Abb. 255 (MAN) und das Diagramm Abb. 256 veranschaulicht. Beim ersten Takt wird der Zylinder gespült und die Luft verdichtet

beim zweiten verbrennt das eingespritzte Treiböl, und die Verbrennungsgase puffen aus. Daß die Dieselzweitakt- oder allgemein die Schweröl-Zweitaktmaschine mit getrennter Verdichtung der Luft viel günstigere Bedingungen als die Zweitaktgasmaschine hat, ist

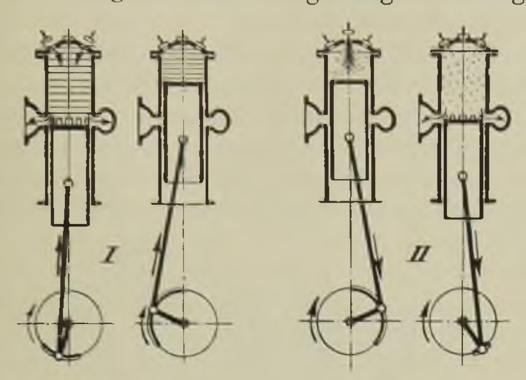


Abb. 255. Veranschaulichung des Zweitakt-Dieselverfahrens.

augenfällig: es kann kein Brennstoff durch die Auspuffschlitze verlorengehen, und um den Brennstoff zu laden, dient beim Zweitakt dieselbe Pumpe wie beim Viertakt. Die Auspuffschlitze im Zylinder ersetzen das Auslaßventil,

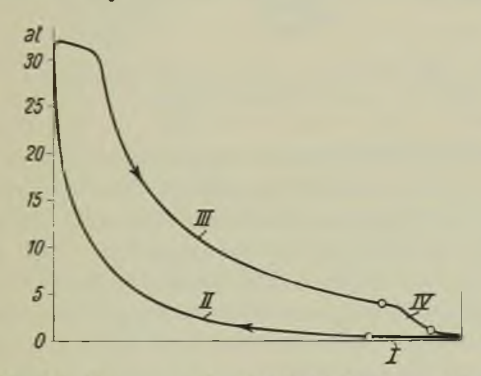


Abb. 256. Diagramm der Zweitakt-Dieselmaschine.

so daß im Deckel nur noch Einlaß-, Brennstoff- und Anlaßventil anzuordnen sind. Auch das Einlaßventil kann gemäß Abb. 257, die eine einfachwirkende Zweitakt-Schlitzspülmaschine von Gebr. Sulzer darstellt, fortfallen, indem man Spülschlitze anordnet. Es sind zwei Spülschlitzreihen vorhanden. Die obere wird durch einen Drehschieber gesteuert, der sie erst öffnet, wenn der Kolben die untere freigegeben hat, und sie schließt, nachdem sie der rückgehende Kolben überdeckt hat. Von der MAN werden ebenfalls Zweitakt-Dieselmaschinen mit Schlitzspülung gebaut, und zwar in einfacher und in doppeltwirkender Anordnung[1].

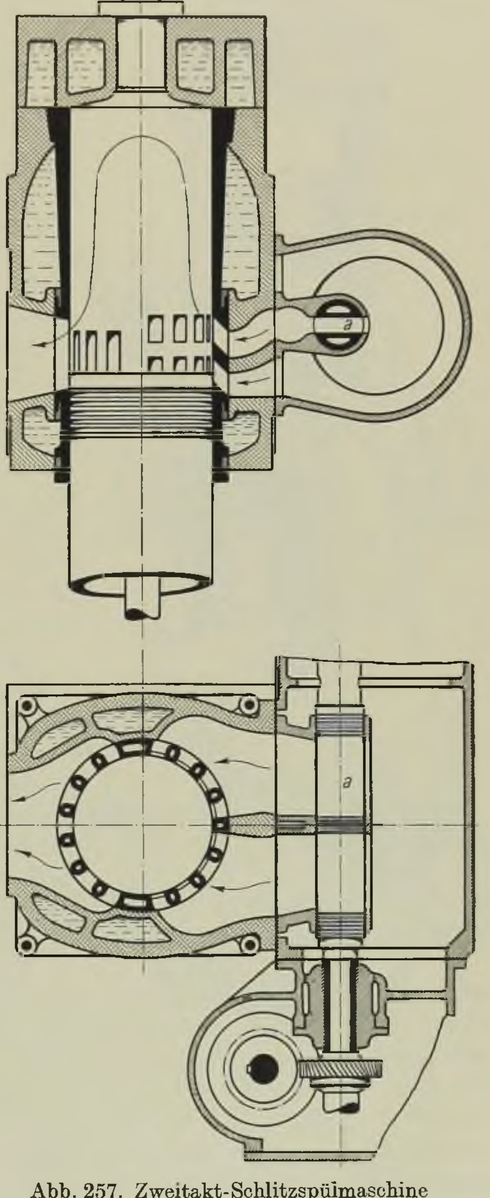


Abb. 257. Zweitakt-Schlitzspülmaschine von Gebr. Sulzer.

Große Dieselmaschinen werden mit Kreuzkopf ausgeführt, wie es Abb. 258 zeigt, die eine Schiffsdieselmaschine der AEG mit gekühltem Kolben darstellt. Außer der

[1] Vgl. Nägel: Die Dieselmaschine der Gegenwart. Z. V. d. I. 1923.

stehenden Anordnung mit 2 oder 3 oder 4 oder mehr Zylindern nebeneinander werden auch liegende Dieselmaschinen in ein- oder zweikurbliger Anordnung gebaut. Sowohl der Viertakt wie der Zweitakt werden einfach oder doppeltwirkend ausgeführt. Als Brennstoff sind bei uns Gasöl und Paraffinöl sehr geschätzt; für Teeröl muß die Dieselmaschine besonders eingerichtet sein. Als größte bisher erreichte Leistung gelten 2000 PS in einem Zylinder.

127. Der kompressorlose Dieselmotor. Als Beispiel der kompressorlosen Bauarten, die um der Einfachheit willen ursprünglich für kleine und mittlere Leistungen geschaffen worden waren, sei in Abb. 259

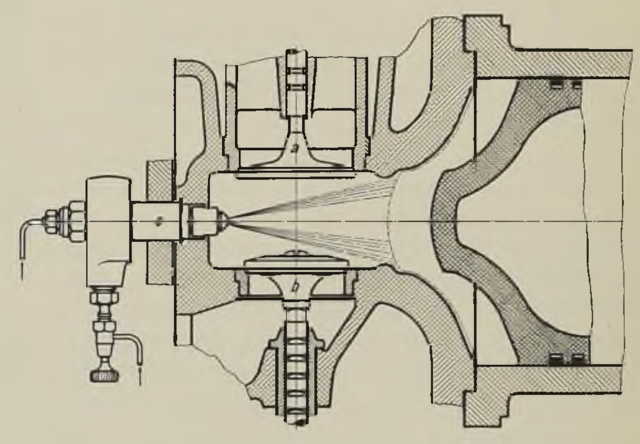


Abb. 259. Deutzer kompressorloser Dieselmotor mit Verdrängerkolben.

der mit Verdrängerkolben ausgerüstete Motor der Deutzer Motorenfabrik dargestellt. Der Brennstoff wird für sich unter einem Druck von etwa 100 at in die hochverdichtete Luft eingespritzt. Die vom Kolben in den Verbrennungsraum hineingeschobene Luft muß gegen Ende des Verdichtungshubes wegen der eigenartigen Form des Kolbens durch einen sich immer mehr verengenden Ringspalt überströmen, so daß die Luft im Verbrennungsraum auf das schärfste durcheinander gewirbelt und mit dem eingespritzten Brennstoff auf das innigste gemischt wird und sichere Zündung und gute Verbrennung erzielt werden.

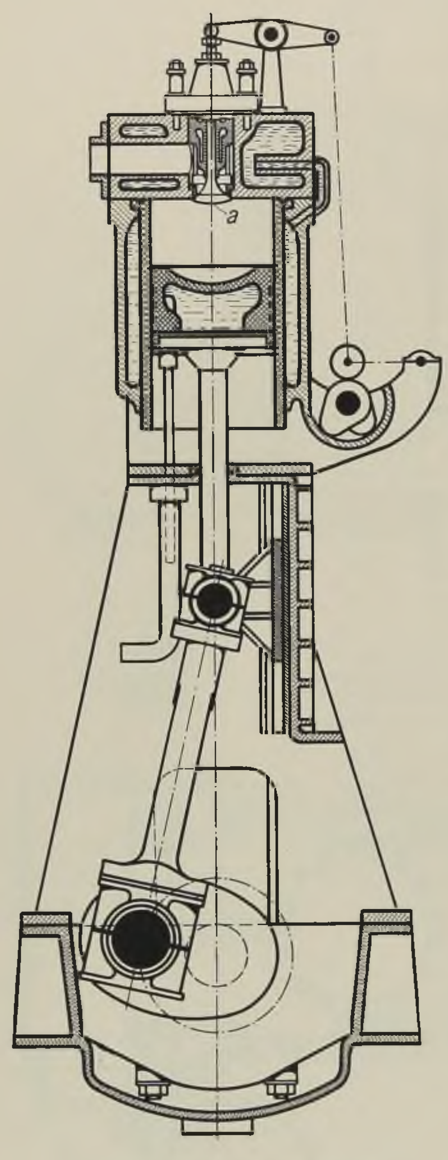


Abb. 258. Große Dieselmaschine mit Kreuzkopf.

Bei anderen kompressorlosen Dieselmotoren wird das Treiböl in eine Vorkammer eingespritzt, in der es zum Teil verbrennt, dabei das andere Öl durch eine Düse fein zerstäubt in den Zylinder treibend. Guten Erfolg haben ferner Bauarten ohne Vorkammer gehabt, bei denen das Treiböl luftlos unter dem Drucke von mehreren 100 at eingespritzt wird. Die kompressorlosen Dieselmotoren haben geringeren Wärmeverbrauch als die Dieselmotoren mit Drucklufteinspritzung und verhalten sich bei Teillasten günstiger. Man rechne etwa 1800 kcal oder 180 g Öl von 10000 kcal Heizwert für 1 PS_eh[1].

Das günstige Verhalten und die Einfachheit der kompressorlosen Dieselmotoren hatte eine Weiterentwicklung zu immer größeren Leistungen zur Folge, so daß heute der

[1] Vgl. Schultz: Der kompressorlose Betrieb von Dieselmotoren und Kux: Kompressorlose Ölmaschinen, beide Z.V. d. I. 1925, Nr. 41.

kompressorlose Dieselmotor den Dieselmotor mit Lufteinspritzung bis zu Leistungen von 1000 PS fast überall verdrängt hat.

128. Der Glühkopfmotor. Der Glühkopfmotor, der älter ist als der Dieselmotor, ist ein sehr einfacher, mit verhältnismäßig niedrigen Drücken wirkender Schwerölmotor. Die Verbrennungsluft wird für sich auf etwa 9 bis 10 at verdichtet. Das Öl wird kurz vor Ende des Verdichtungshubes gegen die heiße Wand des Glühkopfes gespritzt, an der es sich entzündet. Vor der Inbetriebsetzung wird der Glühkopf durch eine Lötlampe erhitzt, im Betriebe bleibt er infolge der auftretenden Verbrennungswärme heiß genug. Der Glühkopfmotor wird fast nur als Zweitaktmotor gemäß Abb. 260[1] mit Schlitzauslaß und Schlitzspülung ausgeführt. Die Spül- und Ladeluft erzeugt der Motor selbst, indem der Kurbelkasten luftdicht abgeschlossen und mit Saugventilen versehen ist, so daß der hochgehende Kolben Luft ansaugt, die er beim Niedergange auf etwa 0,3 atü verdichtet. Die Spülluft tritt durch die Spülschlitze *e* in den Zylinder, nachdem die Verbrennungsgase durch die Auspuffschlitze verpufft sind. Die Wirkungsweise des Glühkopfmotors wird durch die in der Abb. 260 enthaltenen Diagramme des Motors und seines Gebläseteils veranschaulicht. Wegen des konstruktiven Zusammenhanges ist die vom Kolben angesaugte Spül- und Ladeluftmenge zu klein, so daß das Gemisch bald zur Hälfte aus Abgasen besteht, weswegen nur mäßige Treibdrücke erzielbar sind und höherer Brennstoffbedarf die Folge ist. Trotzdem sind die Glühkopfmotoren wegen ihrer Einfachheit sehr verbreitet.

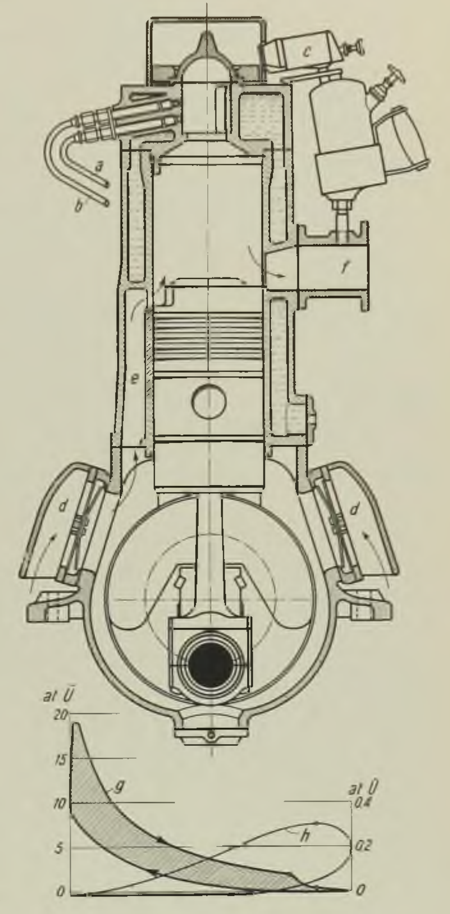


Abb. 260. Zweitakt-Glühkopfmotor.

129. Benzolgrubenlokomotiven[2]. Die Benzollokomotive hat wegen ihrer Unabhängigkeit ihren Platz neben der elektrischen und der Druckluftgrubenlokomotive behauptet. Die Benzollokomotiven werden meist mit liegendem Einzylindermotor, aber auch mit stehendem Mehrzylindermotor ausgeführt[3]. Als Beispiel der Lokomotiven mit Einzylindermotor sei die Grubenlokomotive der Motorenfabrik Deutz besprochen, deren Gesamtaufbau Abb. 261 zeigt. Die Lokomotive hat 4,5 t Dienstgewicht und übt am Haken bei langsamer Fahrt 600 kg, bei schneller Fahrt 200 kg Zugkraft aus.

Der mit Verdampfungskühlung ausgerüstete Motor leistet 10 bis 12 PS. Über dem Zylinder liegt der explosionsichere, Benzol für 12stündigen Betrieb fassende Brennstoffbehälter, neben ihm der Kühlwasserbehälter. Diesem wird auch etwas Wasser entnommen. das in den Auspuff eingespritzt wird, um die Auspuffgase abzukühlen. Wie Abb. 262 zeigt, werden der Brennstoffhahn *h* und der Spritzwasserhahn *i* gemeinsam durch die Stange *k* angestellt und abgestellt. Der Vergaser mit dem Schwimmer *c*, dem Abstellventil *d* und der Brause *g* liegt hoch, so daß Tropfen, die sich infolge Kondensation des Brennstoffnebels bilden, mit Gefälle zum Einlaßventil *a* fließen. Zur Zündung dient ein von der Kurbel angetriebener Magnetzünder, der beim Andrehen spät zündet,

[1] Vgl. Z.V. d. I. 1923, S. 832.

[2] Über die Reibungsverhältnisse und den Kraftbedarf der Grubenbahnen siehe Ziffer 244. Preßluftlokomotiven sind in Ziffer 213, elektrische in Ziffer 244 besprochen.

[3] Über die verschiedenen Bauarten von Benzolgrubenlokomotiven vgl. Gunderloch: Der Stand der Grubenlokomotivförderung im Ruhrgebiet, Glückauf 1922, S. 589 und Giese: Glückauf 1924, S. 463.

damit die Anlaßkurbel nicht zurückschlägt, und dann selbsttätig auf Frühzündung eingestellt wird.

Der Motor, der immer im selben Sinne mit $n = 300$ läuft, treibt durch ein öldicht eingeschlossenes, aus Zahnrädern und Reibungskupplungen bestehendes Getriebe, die hintere

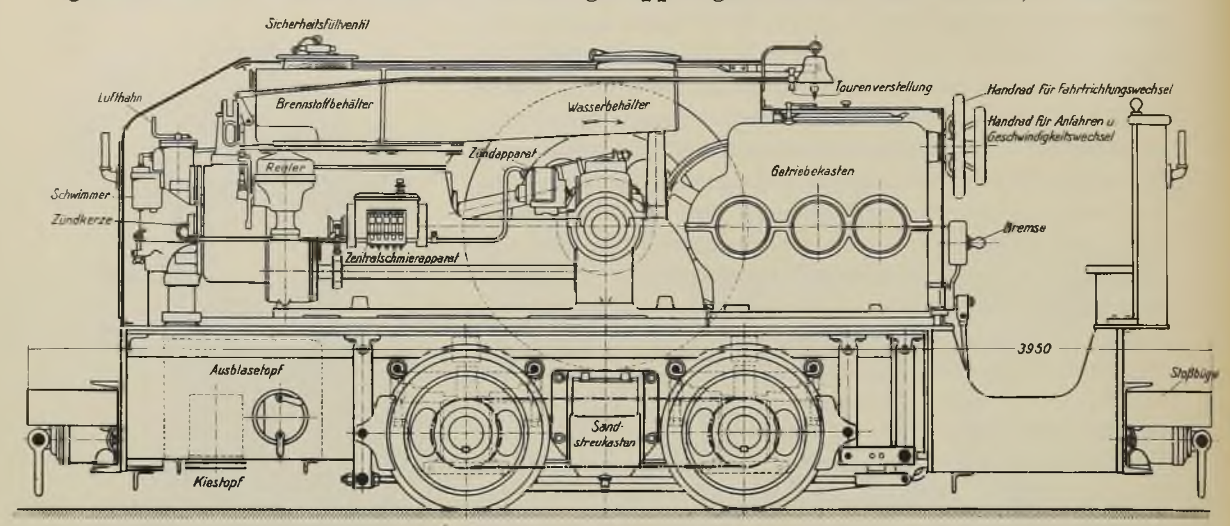


Abb. 261. Deutzer Benzolgrubenlokomotive.

Achse, die mit der vorderen durch eine Kette gekuppelt ist. Das Getriebe ist mittels Handräder auf Vor- und Rückwärtsfahrt, sowie auf langsame Fahrt (4 bis 5 km/h) und

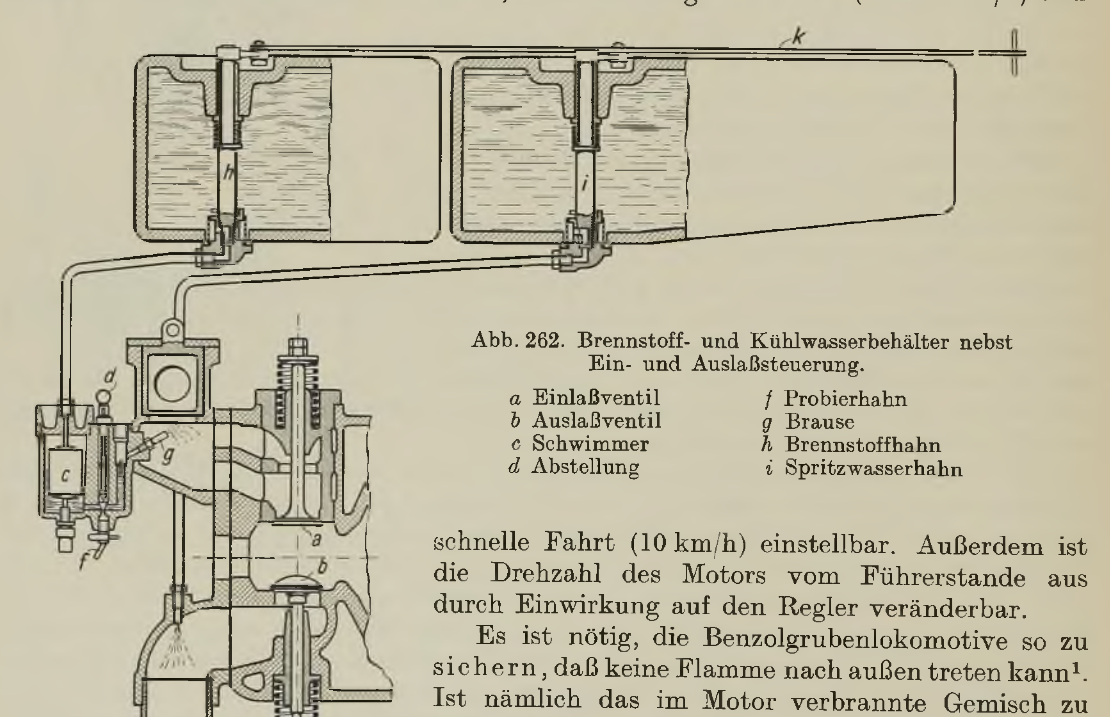


Abb. 262. Brennstoff- und Kühlwasserbehälter nebst Ein- und Auslaßsteuerung.

a Einlaßventil
b Auslaßventil
c Schwimmer
d Abstellung
f Probierhahn
g Brause
h Brennstoffhahn
i Spritzwasserhahn

schnelle Fahrt (10 km/h) einstellbar. Außerdem ist die Drehzahl des Motors vom Führerstande aus durch Einwirkung auf den Regler veränderbar.

Es ist nötig, die Benzolgrubenlokomotive so zu sichern, daß keine Flamme nach außen treten kann[1]. Ist nämlich das im Motor verbrannte Gemisch zu reich oder zu arm, so kann es noch während des Saughubes nachbrennen, infolgedes das frisch angesaugte Gemisch gezündet wird und durch das Saugrohr „herausknallt“. Auch, wenn sich das Einlaßventil aufhängt, kann zum Saugrohr eine Stichflamme heraustreten. Noch häu-

[1] Vgl. Beyling: Versuche mit einem Benzinlokomotivmotor in Schlagwettern. Glückauf 1908, S. 857.

figer kommt es vor, daß im Auspuff Flammen auftreten. Deshalb sind, wie es Abb. 263 zeigt, sowohl die Ansaugleitung, die außen münden soll, wie die Auspuffleitung durch Kiesfilter und Messingsiebe gegen das Herausschlagen von Flammen geschützt. Die Kiesfüllung und Messingsiebe sind, damit sie gereinigt oder ersetzt werden können, bequem herausnehmbar. Daß außerdem in das Auspuffrohr Wasser eingespritzt wird, um die Auspuffgase abzukühlen und ihnen den stechenden Geruch zu nehmen, war bereits gesagt.

Beim Füllen der Lokomotive mit neuem Brennstoff ist Vorsicht zu beobachten. Die Füllöffnungen sollen so eingerichtet sein, daß Benzol aus dem Tankwagen nur dann in die Lokomotive gefüllt werden kann, wenn sowohl am Tankwagen wie an der Lokomotive beide Schläuche ordnungsgemäß angebracht sind. Was beim Benzolgrubenlokomotivbetrieb um der Betriebssicherheit willen zu beobachten ist, ist in einem vom Dampfkesselüberwachungsverein der Zechen, Essen, herausgegebenen Merkblatt für die Behandlung der Benzollokomotiven unter Tage zusammengefaßt, das in dem angegebenen Aufsatz von Giese auf S. 467 wiedergegeben ist. Auf die bergpolizeilichen Vorschriften sei hingewiesen.

Benzollokomotiven haben stärkeren Verschleiß und erfordern mehr Instandsetzungsarbeiten als andere Bauarten; sie bewähren sich nur, wo für eine sachgemäße Instandhaltung gesorgt ist. Über die Betriebskosten im Vergleich mit Druckluft- und elektrischen Grubenlokomotiven vgl. Glückauf 1922, S. 654. Der Benzolverbrauch für 1 Bruttotkm beträgt etwa 75 g und für 1 Nutztkm 150 g und mehr.

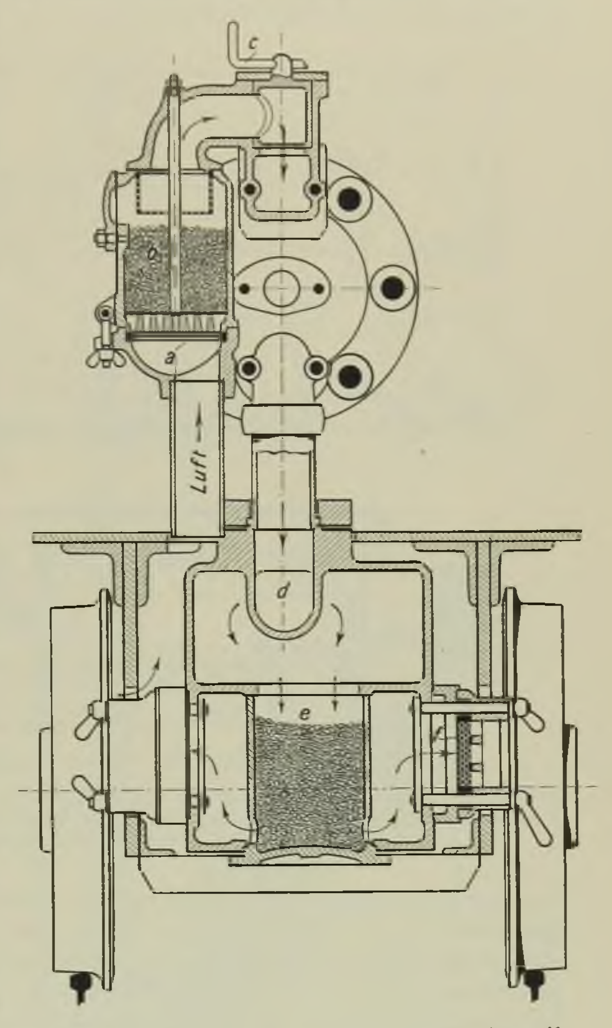


Abb. 263. Sicherung des Einlasses und des Auspuffs gegen Herausschlagen von Flammen.

130. Dieselgrubenlokomotiven. Die in der vorigen Ziffer besprochenen Benzolgrubenlokomotiven werden in neuerer Zeit mehr und mehr von den Dieselgrubenlokomotiven verdrängt. Im Aufbau sind sie den Benzollokomotiven ähnlich. Der Antrieb erfolgt ausschließlich durch kompressorlose Diesel-Vorkammermotoren, die für kleine Leistungen (bis 25 PS) einzylindrig und liegend, für größere Leistungen 4- und 6-zylindrig und stehend gebaut werden. Abb. 264 zeigt eine moderne Dieselgrubenlokomotive der Motorenfabrik Deutz mit einem stehenden Vierzylindermotor von 40 PS. Je zwei Zylinder mit gemeinsamen Ansauge- und Auspuffleitungen sind zu einem Block vereinigt. Jeder Zylinder hat eine eigene Brennstoffpumpe, deren Fördermenge entweder von Hand oder durch einen Fliehkraftregler einstellbar ist. Das Anlassen des Motors geschieht durch Druckluft von 6 bis 7 at, die in Speicherflaschen mit einem Druck von etwa 35 at mitgeführt wird. Während bei den kleinen, liegenden Motoren die Anlaßluft direkt auf den Motorkolben wirkt, geschieht das Anlassen bei dem dargestellten Motor durch einen besonderen Druckluftmotor (Abb. 264), dessen Ritzel in die Verzahnung des Schwungrades eingreift. Dadurch ist jegliche Anlaßsteuerung bei den einzelnen Zylindern vermieden worden.

Kleine Diesellokomotiven werden wie die Benzollokomotive (Abb. 261) mit Verdampfungskühlung gebaut. Die Lokomotive nach Abb. 264 besitzt dagegen Umlaufkühlung, die es ermöglicht, mit weit geringerem Wasservorrat auszukommen. Das Kühlwasser wird durch eine Kreiselpumpe in ständigem Umlauf durch den Motor und den Rückkühler gehalten. Die Ableitung der Abgase erfordert wie bei den Benzollokomotiven besondere Vorkehrungen, um das Herausschlagen von Flammen zu vermeiden und die Abgase

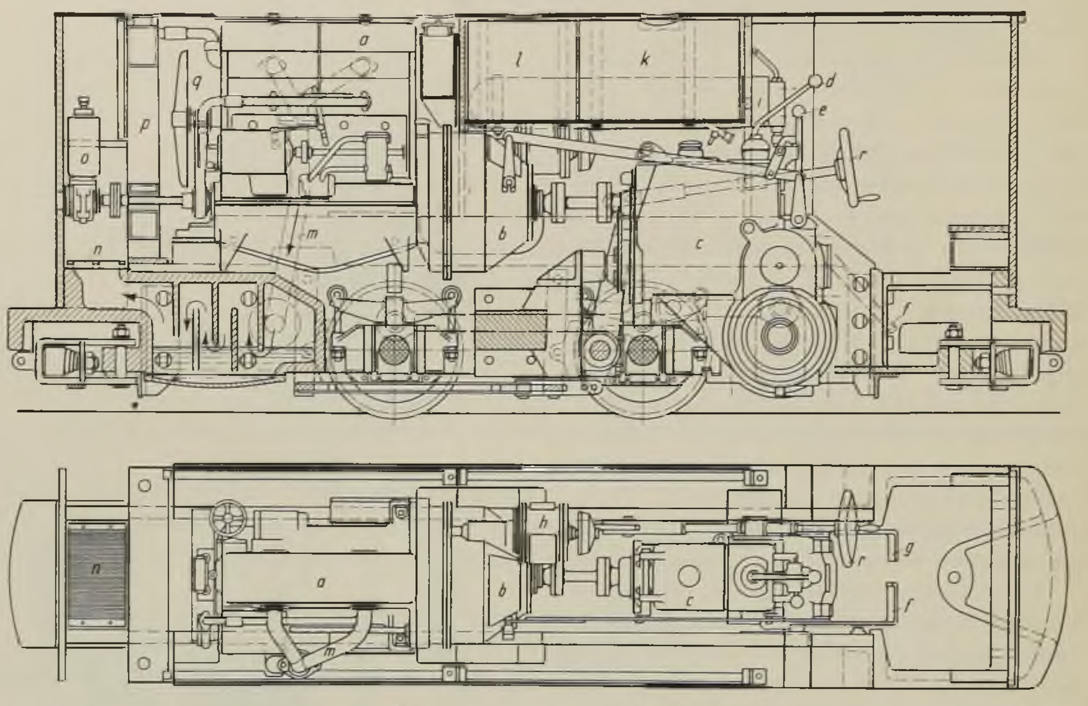


Abb. 264. Deutzer Dieselgrubenlokomotive.

a Motor, *b* Kupplung, *c* Getriebe, *d* Gangschaltung, *e* Fahrtrichtungsschaltung, *f* Kupplungsbetätigung, *g* Anlasserbetätigung, *h* Druckluftanlaßmotor, *i* Druckluftbehälter, *k* Brennstoffbehälter. *l* Wasserbehälter, *m* Auspuffleitung, *n* Plattenschutz, *o* Kompressor, *p* Kühler, *q* Ventilator, *r* Bremse.

möglichst zu reinigen. Direkt hinter den Auslaßventilen wird Kühlwasser in die Abgase gespritzt. Dann werden die Gase durch ein Wasserbad geleitet, in dem Wasserdampf, Schmieröl, Ruß und unverbranntes Rohöl ausgeschieden werden. Die so gereinigten und gekühlten Gase treten erst dann ins Freie aus, nachdem sie vorher reichlich mit der Kühlluft des Rückkühlerventilators vermischt worden sind.

Die dargestellte Lokomotive (Abb. 264) hat ein Gewicht von 8000 kg. Die durch ein Wechselgetriebe einschaltbaren Geschwindigkeiten betragen 3,6, 5,5, 9 oder 14,5 km/h. Die Zugkraft am Haken ist bei diesen vier Geschwindigkeitsstufen 1900 bzw. 1450 bzw. 900 bzw. 500 kg. Der stündliche Rohölverbrauch kann mit etwa 5 kg angenommen werden.

XVI. Schachtförderanlagen.

131. Vorbemerkung. Im folgenden sind die Schachtförderanlagen nur so weit besprochen, wie sie mit den Fördermaschinen im Zusammenhange stehen. Über die Ausrüstung des Förderschachtes: Die Schachtleitungen, Aufsetzvorrichtungen, Schwenkbühnen usw., über die Förderkörbe nebst Zwischengeschirren, Seileinbänden und Fang-

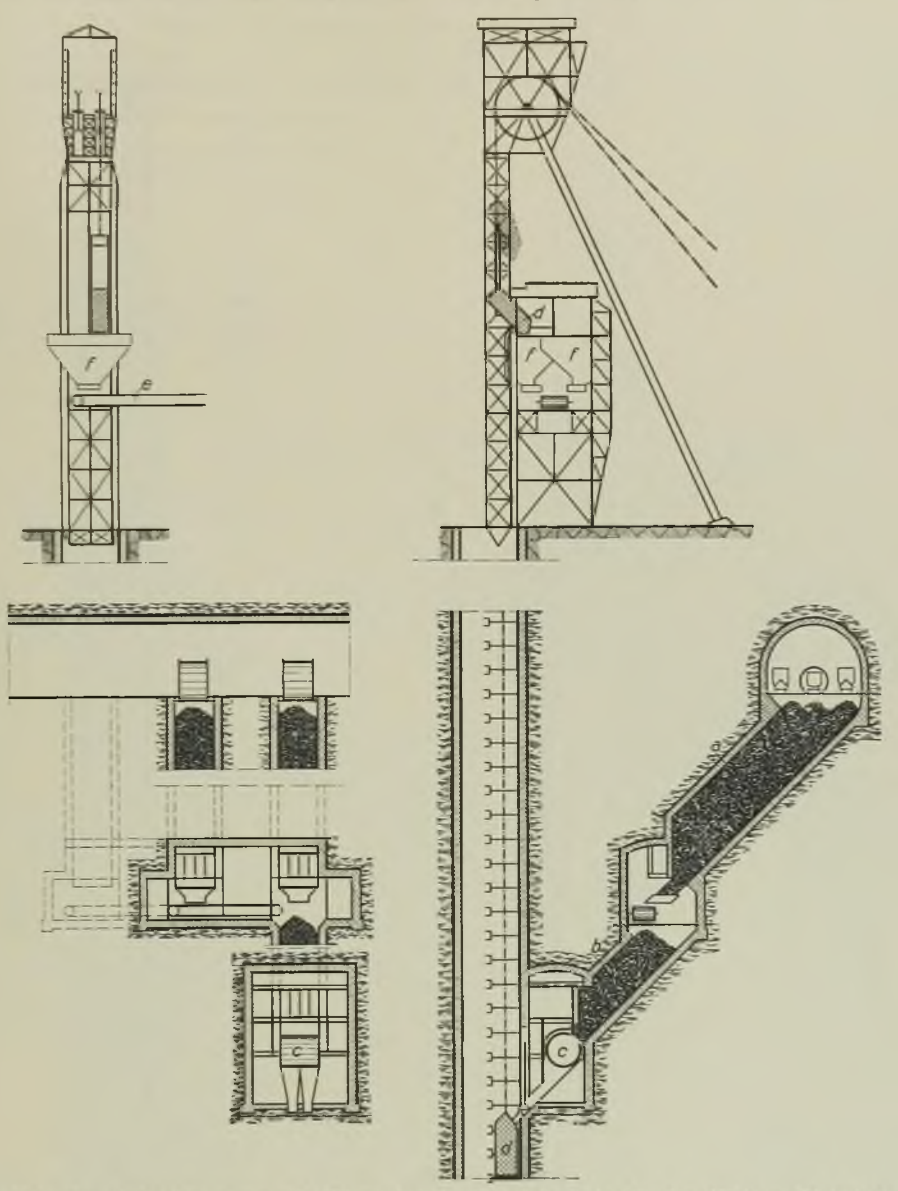


Abb. 265. Gefäßförderung mit Kippgefäß der Königin-Luise-Grube (Walter, Gleiwitz).

vorrichtungen, über die mechanische Bedienung der Hängebank, über die Fördergerüste, über die Signalvorrichtungen usw. siehe Heise-Herbst, 2. Band. Die Fördermaschinen selbst sind im anschließenden Abschnitte dieses Buches besprochen.

132. Gefäß- und Gestellförderung[1]. Bei der Gefäß- oder Skipförderung, die in Deutschland erst neuerdings eingeführt worden ist, werden die Förderwagen unter Tage

[1] Vgl. Hansen: Über Gefäßförderung unter besonderer Berücksichtigung der Fördergefäße. Fördertechnik und Frachtverkehr 1928, Nr. 12, 13, 17, 23, 24 und 26. — Herbst: Die Gefäßschachtförderung (Skip-

in Bunker entleert, aus denen man das Fördergut über einen Meßbehälter in das Fördergefäß rutschen läßt, das entsprechend tief unter der Fördersohle hängt. Dann wird das Fördergefäß bis über die Hängebank gezogen und in die Tagesbunker entladen, indem

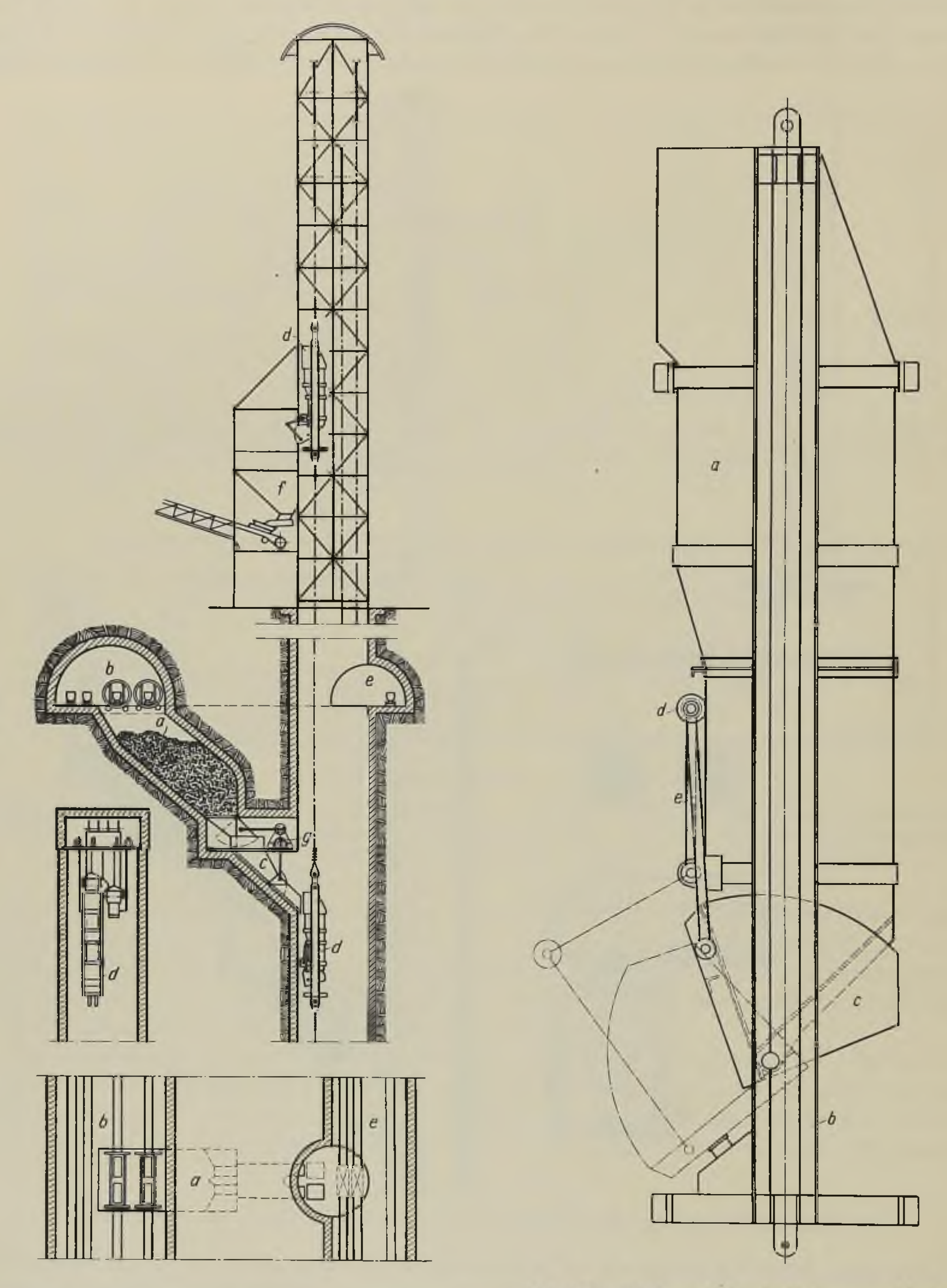


Abb. 266. Gefäßförderung mit Bodenentleergefäß. Abb. 267. Fördergefäß mit Bodenverschluß.

förderung) und der deutsche Bergbau. Glückauf 1913, Nr. 31—32. — Die Aussichten der Gefäßschachtförderung für den deutschen Bergbau. Glückauf 1920, S. 75. — Die Schachtförderung mit Seil im deutschen Bergbau und ihre Zukunft. Z. Berg-, Hütten-, Sal.-Wes. Bd. 63, S. 285. 1915. — Gärtner: Gefäßförderung oder Kübelförderung. Glückauf 1923, S. 133 u. 157. — Walter, P.: Vor- und Nachteile der Kübelförderung. Kohle Erz 1925, S. 1481 u. 1521.

man es kippt oder seinen Boden aufklappt. Die Art der Entladung wird durch die Gefäßform bestimmt. Breite, kurze Gefäße, die allerdings nur bei großen Schachtquerschnitten verwendet werden können, werden vorteilhaft als Kippgefäße ausgebildet, wie es bei amerikanischen Anlagen meist der Fall ist. Kleine Schachtquerschnitte bedingen schmale und daher lange Gefäße, die dann besser als Bodenentleerer ausgeführt werden. Beide Arten der Gefäßförderung sind in den Abb. 265 und 266 dargestellt. Die Gefäße besitzen Leitrollen, die über Tage in Führungsschienen einlaufen und das Gefäß kippen bzw. den Bodenverschluß öffnen. Abb. 267 zeigt ein Bodenentleergefäß mit der Wirkungsweise der Verschlußeinrichtung. Die Entladung stellt naturgemäß hohe Anforderungen an die Steuerfähigkeit der Fördermaschine, die am besten von der Gleichstromfördermaschine mit Leonardschaltung erfüllt werden.

Weil bei der Gefäßförderung die Förderwagen nicht zutage gehoben werden, ist die tote Last im Verhältnis zur Nutzlast (etwa 1,2:1) kleiner als bei der Gestellförderung. An die Fördermaschine werden daher geringere Anforderungen gestellt. Das Förderseil kann bei gleicher Nutzlast schwächer und damit leichter werden, was insbesondere bei tiefen Schächten zur Geltung kommt, bei denen unter Umständen nur durch Gefäße eine wirtschaftliche Förderung erreicht werden kann. Ein weiterer Vorteil, der sich auch auf den Antrieb ausdehnt, sind die sehr kurzen Förderpausen, da man bei großen Nutzlasten mit nur etwa 1 Sekunde je Tonne für das Laden und Entladen zu rechnen braucht. Das bedeutet bei gleicher Fördergeschwindigkeit, also bei gleicher Maschinenstärke, eine Erhöhung der stündlichen Förderleistung. Durch die kurzen Pausen werden ferner bei elektrischem Antrieb die Leerlaufverluste der Umformer verringert. Nachteilig ist die begrenzte Anwendungsmöglichkeit der Treibscheibenförderung infolge des kleinen Verhältnisses zwischen Totlast und Nutzlast. Kippgefäße scheiden hier wegen der starken Seilentlastung während des Kippens ganz aus, während die Koepeförderung mit Bodenentleerern bei großen Teufen sehr wohl möglich ist, wenn Unterseilausgleich angewendet wird. Die Gefäße sind für die Förderung von Menschen, Holz, Material, Maschinen usw. schlecht geeignet, weshalb neben der Gefäßförderung immer eine Gestellförderung anzuordnen ist.

Bei der Gestellförderung werden die Förderwagen mit zutage gehoben und wieder eingehängt. Dadurch wird die tote Last größer, was insbesondere bei tiefen Schächten zur Geltung kommt. An die Fördermaschinen und die Förderseile werden größere Anforderungen gestellt. Dafür ist die Gestellförderung einfacher; insbesondere braucht man nur eine Art von Förderung. Ferner wird die Kohle geschont, so daß man weniger Staubkohle erhält; man prüft den Inhalt der Förderwagen über Tage und setzt die Förderwagen über Tage instand. In Deutschland gibt es fast nur Gestellförderungen.

133. Überblick über Anordnung und Betrieb der Schachtförderungen. Es handelt sich fast immer um zweitrümige Gestellförderungen in seigeren Schächten. Die Fördermaschine liegt in der Regel neben dem Schachte (Flurfördermaschinen) und ist mit den Förderkörben durch Seile verbunden, die über die hoch im Fördergerüste angeordneten Seilscheiben laufen. In besonderen Fällen hat man die Fördermaschine selbst oben im Schachtgerüste (Turmfördermaschinen) aufgestellt; dann fallen die Seilscheiben weg, und es ist nur eine Ablenkrolle erforderlich. Bei der Trommelförderung ist für jeden Förderkorb eine Trommel und ein Förderseil vorhanden, das um die Trommel gewunden ist. Bei der Treibscheiben- oder Koepeförderung[1] dagegen hängt der eine Förderkorb am einen, der andre am andern Ende ein und desselben Förderseiles, das von der Treibscheibe durch Reibung mitgenommen wird. Die Förderkörbe sind zwei- oder drei- oder häufig vierbödig. Bei der Förderung wird der Förderkorb so hoch gezogen, daß sein unterster Boden mit der Hängebank abschneidet. „Freie Höhe" ist die Strecke, die der Förderkorb über seine höchste Lage bei der Förderung emporgezogen werden kann, bis ent-

[1] Die Treibscheibenförderung ist zuerst (1878) vom Bergwerksdirektor Koepe angewendet worden, und zwar bei einer im Schachtturm aufgestellten Fördermaschine auf Zeche Hannover bei Bochum.

weder der Seileinband auf die Seilscheibe aufläuft, oder der Förderkorb gegen einen im Schachtgerüst eingebauten „Prellträger" stößt. Die freie Höhe soll bei größeren Schachtförderanlagen mindestens 10 m sein, wird aber häufig größer ausgeführt. Um die Förderkörbe festzubremsen, noch ehe es zum Seilbruche kommt, werden die Spurlatten sowohl oberhalb der Hängebank als unterhalb des Füllortes verdickt oder zusammengezogen. Diese Vorkehrung hat sich in vielen Fällen bewährt, insbesondere, wenn die Maschine in verkehrter Richtung angefahren ist, reicht aber nicht aus, den schnell einfahrenden Förderkorb zu halten. Dagegen vermag der von der Westfalia-Dinnendahl A.-G. gebaute, nach Art der Schönfeldschen Fangvorrichtung wirkende Hobelprellschlitten beträchtliche Bremskräfte von einstellbarer Größe auszuüben.

Man unterscheidet Produktenförderung (oder Lastförderung oder Güterförderung) und Seilfahrt. Bei der Seilfahrt fährt der Bergmann am Seile; Seilfahrt ist also Personenbeförderung mittels Förderkorbes. Die Seilfahrt muß von der Bergbehörde genehmigt werden und unterliegt besonderen Bestimmungen.

Trägt der eine Förderkorb beladene, der andere Förderkorb ebensoviel leere Förderwagen, so stellt der Inhalt der Förderwagen an Kohlen, Erzen usw. die Nutzlast dar. Förderkorb nebst Zubehör und Förderwagen bilden die am Seile hängende tote Last, die bis doppelt so groß wie die Nutzlast ist. Im weiteren Sinne versteht man unter Nutzlast überhaupt den Unterschied der Belastungen der beiden Förderkörbe. Ist das Gewicht des überhängenden Seiles ausgeglichen, so ist nur die Nutzlast anzuheben. Andernfalls hat die Fördermaschine nicht nur die Nutzlast, sondern auch das überhängende Seil anzuheben. Das Förderseil wird durch die an ihm hängende Last und durch sein eignes Gewicht beansprucht; das oberste Seilstück hat also am meisten zu tragen. Zu den ruhenden Belastungen treten die für die Beschleunigung und die Überwindung der Reibung erforderlichen Kräfte; außerdem entstehen durch Seilschwingungen Zusatzkräfte[1]. Der Seilberechnung wird die ruhende Meistbelastung zugrunde gelegt, vgl. Ziffer 142.

134. Lage der Fördermaschine zum Schachte. Anordnung der Seilscheiben. Meistens legt man die Fördermaschine entweder in die Durchschubrichtung der Förderwagen oder quer zu ihr. An und für sich ist aber jede Lage der Fördermaschine möglich, auch unter schiefem Winkel zur Durchschubrichtung. Davon macht man Gebrauch, wenn man zwei Fördermaschinen nebeneinander aufstellt, Abb. 268. Sonst stellt man bei Schächten mit Doppelförderung die beiden Maschinen einander gegenüber oder hintereinander oder im rechten Winkel zueinander auf.

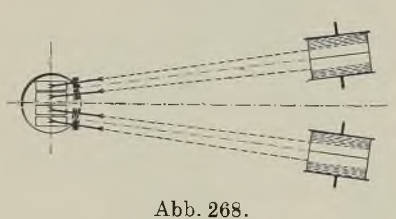


Abb. 268.

Die Lage der Seilscheiben hängt von der Lage der Förderkörbe, sowie von der Lage und der Art der Fördermaschine ab. Das Seil muß vom Seilscheibenkranz senkrecht zur Mitte des zugehörigen Förderkorbes gehen. Ferner muß jede Seilscheibe nach der Mitte der Treibscheibe oder zugehörigen Trommel gerichtet sein, wie es die Abb. 268 bis 270 zeigen. Schließlich erkennt man aus den Abb. 269 und 270, daß man die Seilscheiben schräg übereinander setzen muß, wenn die Fördermaschine quer zur Durchschubrichtung der Förderwagen liegt, sie aber nebeneinander in gleicher Höhe anordnet, wenn die Fördermaschine in der Durchschubrichtung liegt. Ob die Seilscheiben nebeneinander oder schräg übereinander gesetzt werden, hängt also ganz und gar nicht davon ab, ob es sich um eine Trommel- oder um eine Treibscheibenförderung handelt; es kommt nur darauf an, ob die Maschine in der Durchschubrichtung oder quer zu ihr liegt.

Es ist noch zu betrachten, welche seitliche Ablenkung das Seil an der Trommel oder der Treibscheibe sowie an den Seilscheiben erleidet.

Bei der Treibscheibenförderung wird das Seil an den Seilscheiben überhaupt nicht abgelenkt, wenn diese, wie es sein soll, nach der Mitte der Treibscheibe ausgerichtet

[1] Vgl. Glückauf 1921, S. 981.

sind[1]. Auch an der Treibscheibe wird das Seil nicht abgelenkt, wenn die Fördermaschine quer zur Durchschubrichtung liegt, wobei Seilscheiben und Treibscheibe in eine gerade Linie fallen. Diese durch die übereinander liegenden Seilscheiben gekennzeichnete Lage der Fördermaschine ist also bei Treibscheibenförderung die günstigere. Es hat aber, wie

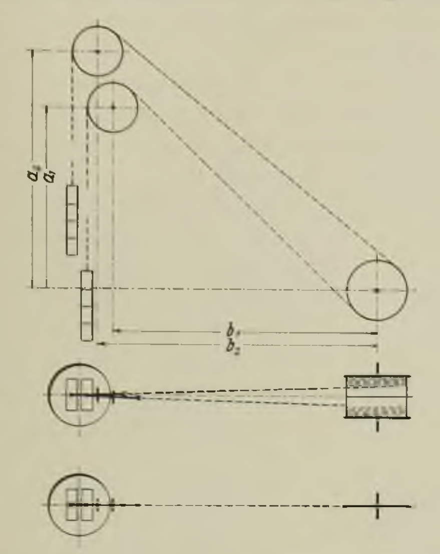


Abb. 269. Fördermaschine liegt quer zur Durchschubrichtung der Förderwagen.

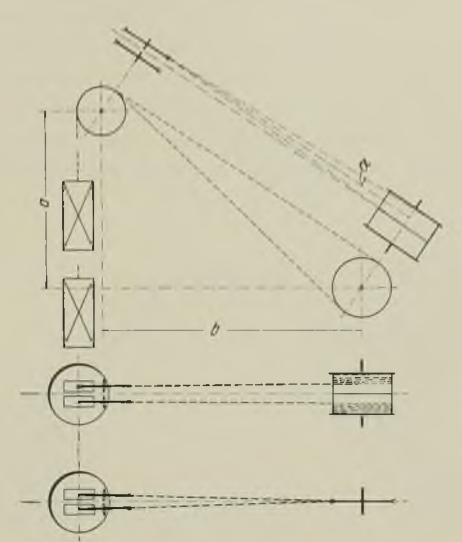


Abb. 270. Fördermaschine liegt in der Durchschubrichtung der Förderwagen.

die Erfahrung lehrt, auch keine Bedenken, die Treibscheibenmaschine gemäß Abb. 270 in die Durchschubrichtung zu stellen; zwar wird dann das Seil dauernd an der Treibscheibe abgelenkt, doch leidet darunter nicht das Seil, sondern nur das hölzerne oder lederne Futter der Treibscheibe, das breit ausgearbeitet wird.

Bei der Trommelförderung wird das Seil sowohl an der Trommel wie an der Seilscheibe abgelenkt. Weil das Seil auf der Trommel wandert, ändert sich der Ablenkungswinkel α von Null bis zu einem Höchstwert, mit dem man auf Grund der Erfahrung im allgemeinen nicht über $1^0\,30'$ hinausgehen soll. Sind die Seilscheiben, wie es sein soll, jede nach der Mitte ihrer Seiltrommel gerichtet, so ist die Seilablenkung an den Seilscheiben dieselbe, ob sie gemäß Abb. 270 nebeneinander oder gemäß Abb. 269 übereinander liegen. Die Seilablenkung an der Trommel wird aber bei einer Förderanlage mit nebeneinander liegenden Seilscheiben kleiner, so daß diese Anordnung für Trommelfördermaschinen günstiger ist als die Anordnung mit übereinander liegenden Seilscheiben. In dem in Abb. 270 dargestellten Sonderfalle, daß die Seilscheiben einen Abstand voneinander haben, wie von Mitte zu Mitte Trommel, ist die Seilablenkung an den Seilscheiben ebenso groß wie an der Trommel, sonst ist sie kleiner, herab bis zur Hälfte, wenn die Seilscheiben übereinander liegen.

Ist bei der in Abb. 270 dargestellten Förderanlage mit nebeneinander liegenden Seilscheiben $a = 28$ m, $b = 42$ m, so ist der Abstand von der Trommel zur Seilscheibe rd. 50 m. Die Seilscheiben sollen voneinander 1 m, d. h. von Mitte Förderung 0,5 m Abstand haben. Die Trommeln, die in der Mitte aneinander stoßen, sollen 1,8 m breit sein. Dann ist $\operatorname{tg} \alpha_{max} = \frac{1{,}8 - 0{,}5}{50} = 0{,}026$, entsprechend einem größten Ablenkungswinkel von $1^0\,30'$. Soll dieselbe Fördermaschine gemäß Abb. 269 quer zur Durchschubrichtung aufgestellt werden, so muß sie, damit $\alpha < 1^0\,30'$ bleibt, erheblich weiter vom Schachte abgerückt werden.

[1] Ersetzt man, wie es öfter vorkommt, bei einer nach Abb. 270 in der Durchschubrichtung aufgestellten Fördermaschine die Trommel durch eine Treibscheibe, ohne die Seilscheiben neu nach der Treibscheibenmitte einzurichten, so hat man an den Seilscheiben dauernd Seilablenkung, infolge der das Seil leidet und die Seilscheibenkränze einseitig abgenutzt werden.

135. Der Seilausgleich. Es ist für die Kraftverhältnisse und die Führung der Fördermaschine, sofern die Teufe einigermaßen beträchtlich ist, von größter Bedeutung, ob das Gewicht des überhängenden Seiles ausgeglichen ist oder nicht. Bis zur Mitte des Förderzuges hängt das hochgehende Seil über, wobei die überhängende Seillänge, die anfänglich gleich der Teufe ist, bis auf Null abnimmt, dann hängt das niedergehende Seil über, wobei die überhängende Seillänge wieder gleich der Teufe wird.

Schon bei 500 m Teufe wiegt das zu Beginn oder Ende des Förderzuges 500 m überhängende Seil etwa ebensoviel wie die normale Nutzlast. Das überhängende Seil wirkt außerordentlich ungünstig; denn es hemmt bei der Anfahrt und treibt beim Auslauf, so daß die Förderung verlangsamt und gefährdet wird. Das tritt um so schärfer hervor, je größer die Teufe ist. Die Geschwindigkeitsdiagramme (Abb. 271) veranschaulichen den Einfluß des überhängenden Seiles. Es handelt sich um eine Förderung aus 600 m Teufe. Ist das überhängende Förderseil durch ein Unterseil ausgeglichen, fährt die Fördermaschine nach Linie *I* und vollendet den Förderzug in 50 s. Ohne Seilausgleich wird die Maschine etwa nach Linie *II* fahren, d. h. erst kommt die Maschine nicht auf Fahrt und dann nicht zur Ruhe, so daß gegen Ende des Förderzuges Gegendampf gegeben werden muß; der Förderzug wird etwa 70 s dauern. Linie *III* schließlich stellt den Geschwindigkeitsverlauf bei übermäßigem Seilausgleich dar, der durch ein Unterseil erreicht wird, das schwerer als das Förderseil ist; es wird schärfer angefahren und schärfer gestoppt als bei rechtem Seilausgleich, so daß der Förderzug nur etwa 45 s dauert. Bei schwachen Fördermaschinen ist ein Unterseil, das schwerer als das Förderseil ist, geeignet, die Förderleistung zu erhöhen.

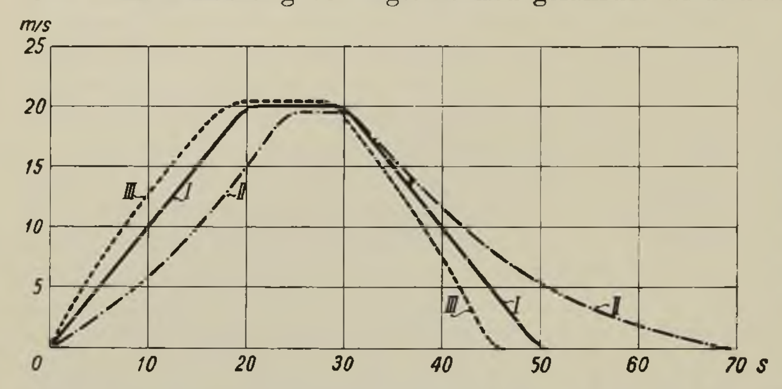


Abb. 271. Geschwindigkeitsdiagramme von Förderungen ohne und mit Seilausgleich.

Seilausgleich durch Unterseil ist sehr verbreitet. Bei Hauptschacht-Koepeförderungen ist das Unterseil immer anzuwenden, damit das Förderseil nicht wegen des sonst zu großen Unterschiedes der Seilspannungen rutscht. Als Unterseil werden meist Flachseile, hin und wieder auch abgelegte Förderseile verwendet[1]. Die Schlinge des Unterseiles wird um hölzerne Einstriche im Schachte oder um eine Rolle geführt, die in einem gleitenden Rahmen befestigt ist. Weil die Unterseilschlinge im Schachttiefsten bleiben muß, kann man bei Seilausgleich durch Unterseil mit beiden Förderkörben nur von der tiefsten Sohle fördern; von höheren Sohlen kann man nur mit einem Korbe fördern. Bei Trommelfördermaschinen mit Unterseil kann man also die Möglichkeit, eine Trommel umzustecken, um von einer höheren Sohle mit beiden Körben zu fördern, nicht ausnützen. Im Kohlenbergbau spielt das meist keine Rolle, weil man die verschiedenen Fördersohlen mit verschiedenen Fördermaschinen bedient. Im Erzbergbau ist es aber sehr häufig, daß in ein und derselben Schicht von mehreren Sohlen gefördert wird, indem man eine Trommel umsteckt.

Um bei Trommelförderungen das überhängende Seil ohne Unterseil auszugleichen, führt man die Trommeln als konische oder Spiraltrommeln oder als Bobinen aus[2], Abb. 272 und 273. Der Seilausgleich wird erreicht, indem das kurze Seil am langen, das lange Seil am kurzen Hebelarm wirkt. Aus demselben Grunde bewegt sich aber auch der

[1] Vgl. Glückauf 1920, S. 665.

[2] Wegen der genauen Berechnung der Spiraltrommeln usw. vgl. „Schachtfördermaschinen". Von Teiwes u. Förster. Berlin: Julius Springer.

untere, am langen Seile hängende Korb langsamer als der obere, am kurzen Seile hängende, und wenn umgesetzt werden muß, so muß oben und unten für sich umgesetzt werden. Konische Trommeln haben ebenso wie die zylindrischen Trommeln einen mit Holz belegten Kranz, auf dem sich das Seil in Lagen nebeneinander aufwindet; konische Trommeln

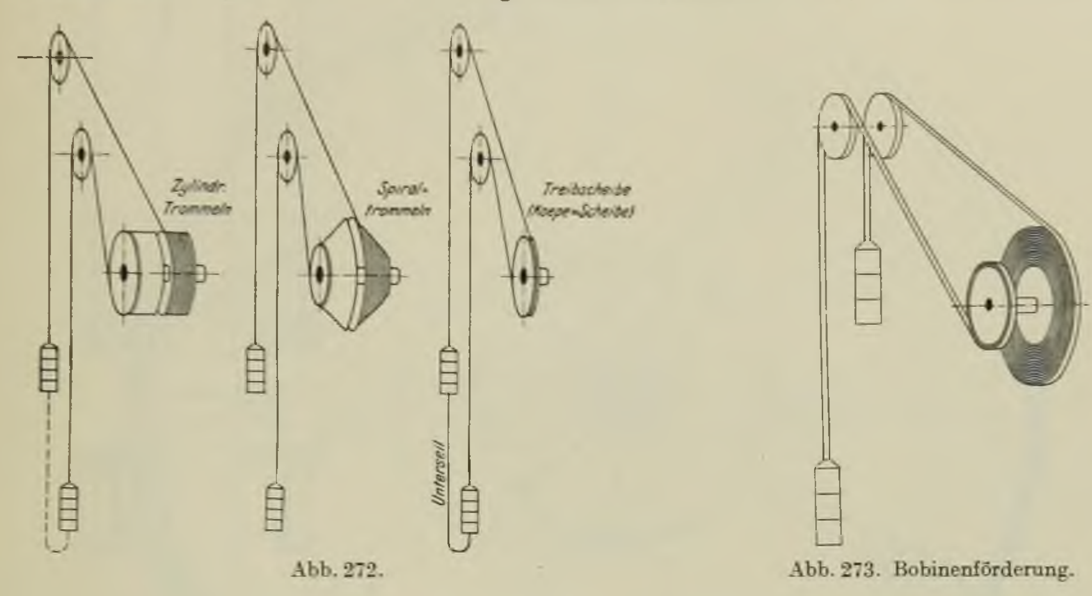


Abb. 272.

Abb. 273. Bobinenförderung.

dürfen daher nicht steil sein und können nur bei kleinen Teufen das überhängende Seil ausgleichen. Spiraltrommeln dagegen, bei denen das Seil in besonderen, aus Profileisen gebildeten Nuten geführt wird, können steil sein, so daß sie für große Teufen ausreichen. Bei den Bobinen, Abb. 273, werden Flachseile verwendet. Das hochgehende Seil wickelt sich in Lagen übereinander auf, das niedergehende wickelt sich entsprechend ab, so daß das lange Seil am kurzen, das kurze Seil am langen Hebelarm angreift.

Spiraltrommeln, die bei großen Teufen sehr große Durchmesser erhalten und sehr schwer ausfallen, werden in Deutschland selten verwendet, um so mehr in England und Amerika, wo anderseits die Treibscheibe weniger verbreitet ist. Bobinen werden in Deutschland nur beim Abteufen verwendet; hier entscheidet, da mit Kübeln gefördert wird, die nicht geführt werden, daß das flache Seil keinen Drall hat. In Belgien und Frankreich dagegen werden die Bobinenmaschinen auch für die Schachtförderung benutzt; diese Maschinen haben aber nicht stählerne Flachseile, die bei uns üblich sind, sondern Aloeflachseile.

Beim Seilausgleich durch Unterseil kann man also, um es zusammenzufassen, nur von der tiefsten Sohle mit beiden Körben fördern. Beim Seilausgleich mit Spiraltrommeln usw. kann man, indem man eine Trommel umsteckt, auch von höheren Sohlen mit beiden Körben fördern; aber es muß bei Spiraltrommeln usw. oben und unten für sich umgesetzt werden, und die Körbe haben verschieden große Geschwindigkeit, der obere größere, der untere kleinere.

136. Die Ausführung der Trommeln und Treibscheiben. Die Trommeln haben gußeiserne Naben, mit denen der aus Blech bestehende Kranz durch Arme aus Walzeisen verbunden ist. Der Bremskranz ist auf der äußeren Trommelseite angeordnet. Eine der beiden Trommeln muß umsteckbar sein, weil gemäß der bergpolizeilichen Vorschrift Trommelseile alle 3 bis 6 Monate 3 m über dem Einband abgehauen werden müssen, um das Seil zu prüfen. Man findet auch, daß beide Trommeln umsteckbar sind, was im Betriebe gewisse Vorteile bietet[1]. Bei gegebenem Durchmesser ist die Trommelbreite da-

[1] Vgl. die das Seilauflegen bei Trommelfördermaschinen behandelnde Ziffer 147.

nach zu bemessen, wie dick das Seil und wie viele Seilwindungen die Trommel aufnehmen soll. Die Trommelgröße wächst also mit der Teufe sehr schnell, weil das Seil nicht nur län-

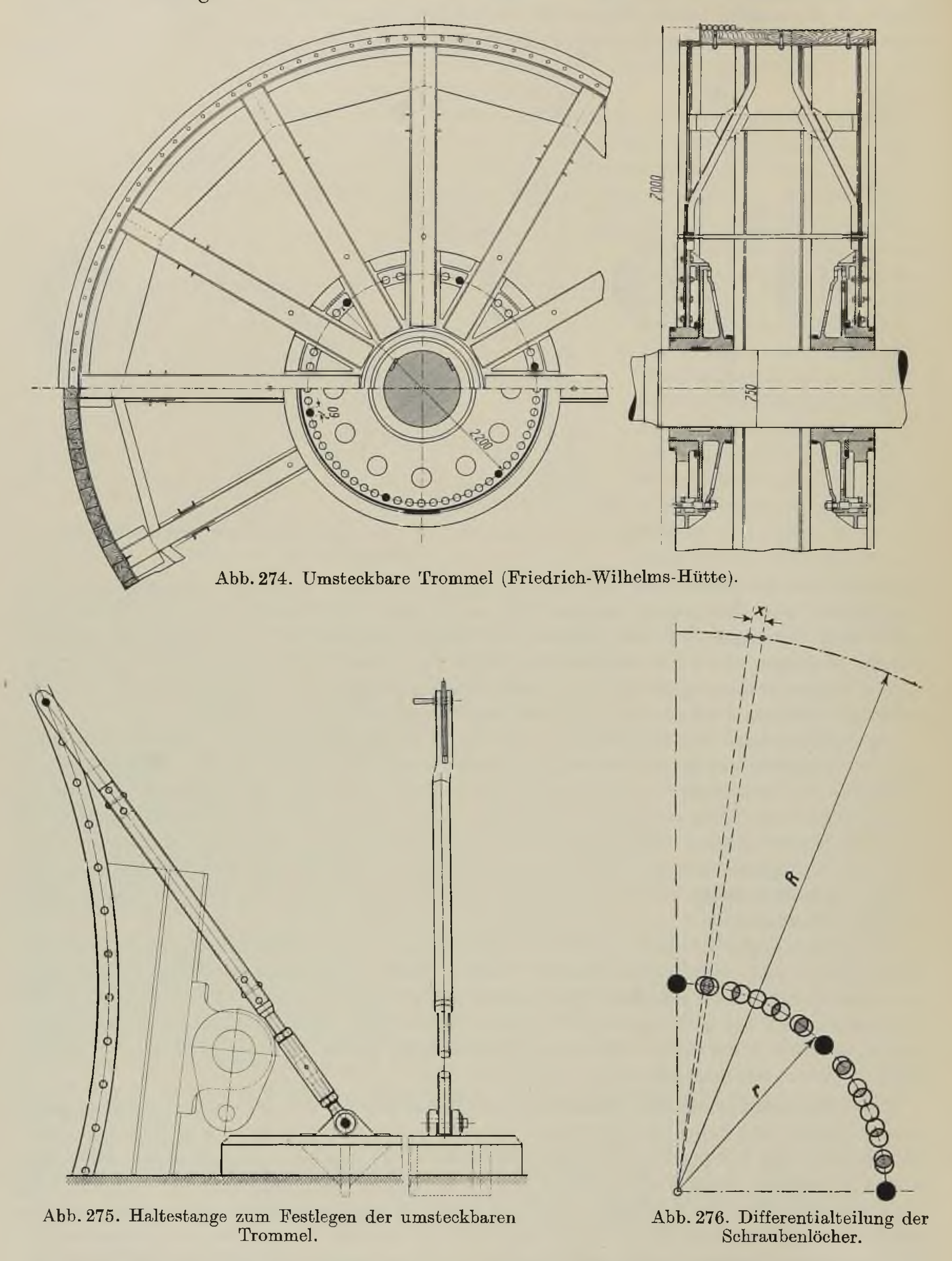


Abb. 274. Umsteckbare Trommel (Friedrich-Wilhelms-Hütte).

Abb. 275. Haltestange zum Festlegen der umsteckbaren Trommel.

Abb. 276. Differentialteilung der Schraubenlöcher.

ger, sondern auch dicker wird. Das Seil wird mit der Trommel verbunden, indem man es durch ein Loch im Kranz steckt und an einem Trommelarme befestigt, wie es Abb. 277

veranschaulicht. Es sind 3 bis 4 Reservewindungen nötig. Denn beim vorgeschriebenen Abhauen des Seiles gehen je nach der Art des Seileinbandes jedesmal 5 bis 8 m verloren; ferner soll sich das Seil nie ganz abwickeln, weil sonst die Befestigung des Seiles an der

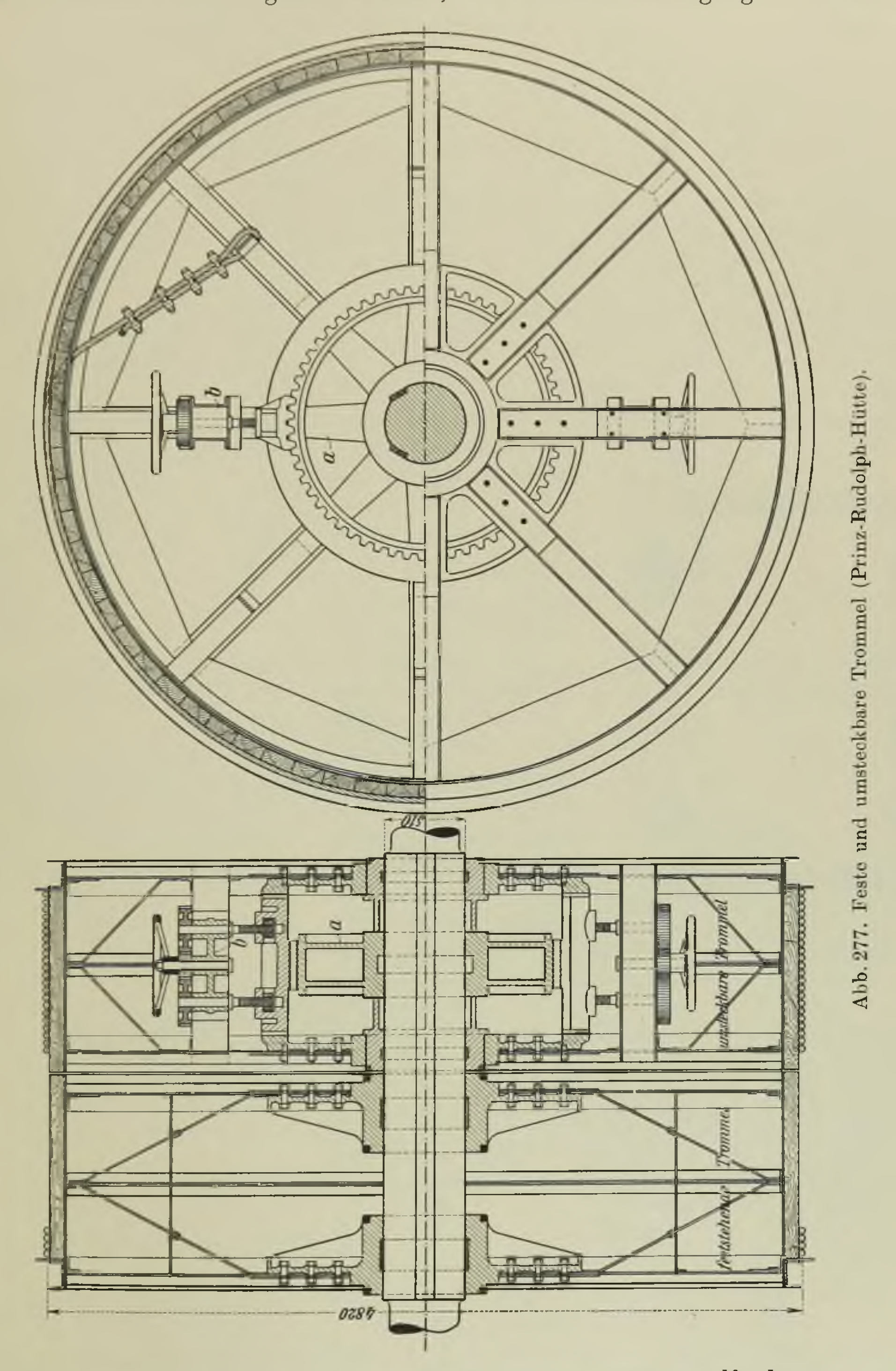


Abb. 277. Feste und umsteckbare Trommel (Prinz-Rudolph-Hütte).

Trommel gefährdet ist. Um die beiden Förderseile einer Trommelförderung zu unterscheiden, nennt man dasjenige, das an der Trommel unten zu- oder abläuft, das unterschlägige Förderseil, das andere, das oben zu- oder abläuft, das oberschlägige Förderseil.

Umsteckbare Trommeln werden meist nach Abb. 274 (Friedrich-Wilhelms-Hütte, Mülheim) ausgeführt. Auf der Kurbelwelle der Fördermaschine sind die beiden „festen“ Naben der Trommel verkeilt. Auf diesen festen Naben ruht die Trommel mit den an ihren Armen befestigten „losen“ Naben. Feste und lose Naben sind miteinander mittels durchgesteckter Bolzen verbunden, meist 6 oder 8 an Zahl, die 60 bis 70 mm Durchmesser haben. Beim Umstecken wird die umsteckbare Trommel festgelegt, z. B. durch eine Haltestange gemäß Abb. 275, und von den festen Naben gelöst, indem man die Steckbolzen herausnimmt. Dann dreht man durch die Maschine die Achse nebst der fest auf ihr verkeilten Trommel, bis der an ihr hängende Förderkorb die gewollte neue Lage hat. Um möglichst fein umzustecken, wendet man eine Differentialteilung an. Z. B. erhält gemäß Abb. 276 die eine Nabe 40 Bolzenlöcher, die andere 48. Da der gemeinsame Teiler 8 ist, so sind 8 Bolzen einsteckbar, und das kleinste Maß der Umstellbarkeit, das in der Abbildung mit x bezeichnet ist, beträgt $\frac{1}{40} - \frac{1}{48} = \frac{1}{240}$ des Umfanges. Bei 8 m Trommeldurchmesser ist x etwas über 10 cm. Bei 36 und 42 Löchern sind 6 Bolzen einsteckbar, und es wird

$$x = \frac{1}{36} - \frac{1}{42} = \frac{1}{252}$$

des Umfanges. Eine andere, für schnelles Umstecken geeignete Bauart ist in der Abb. 277 (Prinz Rudolph-Hütte, Dülmen) dargestellt. Links ist die feste, rechts die umsteckbare Trommel. Auf der Achse ist das mit starken Zähnen versehene Rad a verkeilt. Mit diesem wird die lose Trommel gekuppelt, indem man die Zahnsegmente b niederschraubt. Abb. 278 zeigt eine bei kleinen Fördermaschinen ausgeführte umsteckbare Trommel. Die Naben a a sind auf der Achse verkeilt. Auf diesen festen Naben sind die losen Naben c c drehbar und in jeder Stellung durch die Schrauben d festlegbar, deren Köpfe in einer konischen Nute der einen Nabe a sitzen. Die beiden Naben c c sind durch den Trommelkranz miteinander verbunden.

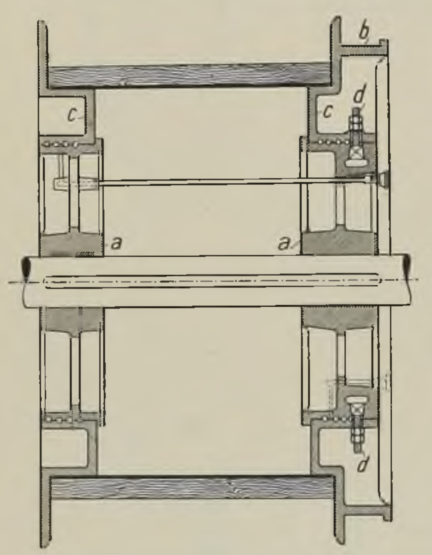


Abb. 278. Umsteckbare Trommel von A. Beien, Herne.

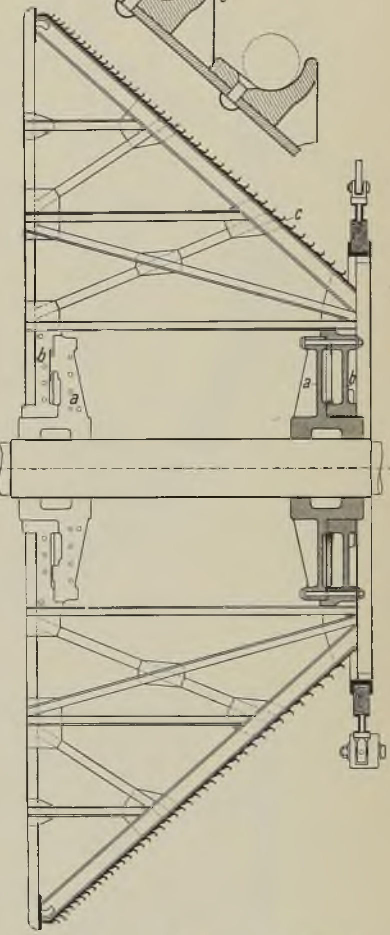


Abb. 279. Umsteckbare Spiraltrommel.

Abb. 279 zeigt eine umsteckbare Spiraltrommel (Maschinenbauanstalt Humboldt), bei der das Seil in besonderen durch Profileisen gebildeten Nuten läuft. Abb. 280 veranschaulicht eine Bobinenförderung. Die Trommeln haben einen Abstand y, der gleich dem Abstand von Förderkorbmitte zu Förderkorbmitte sein muß; denn Flachseile dürfen nicht abgelenkt werden. Die Speichen der Bobinentrommeln sind mit Holz belegt. Fig. c in Abb. 280 zeigt, wie das Flachseil auf der Trommel festgeklemmt wird.

Treibscheiben haben meist gußeiserne Naben, während Kranz und Speichen aus Schmiedeeisen bestehen. Besser, aber erheblich teurer, sind Treibscheiben aus Stahlguß.

Wenn man auf die Treibscheibe das Förderseil aufwinden will, das aufgelegt oder abgelegt werden soll, so führt man sie gemäß Abb. 281 mit breitem Kranz aus. Das Seil darf nicht in einer eisernen Nut laufen, weil durch den Seilrutsch Scheibe und Seil zu sehr

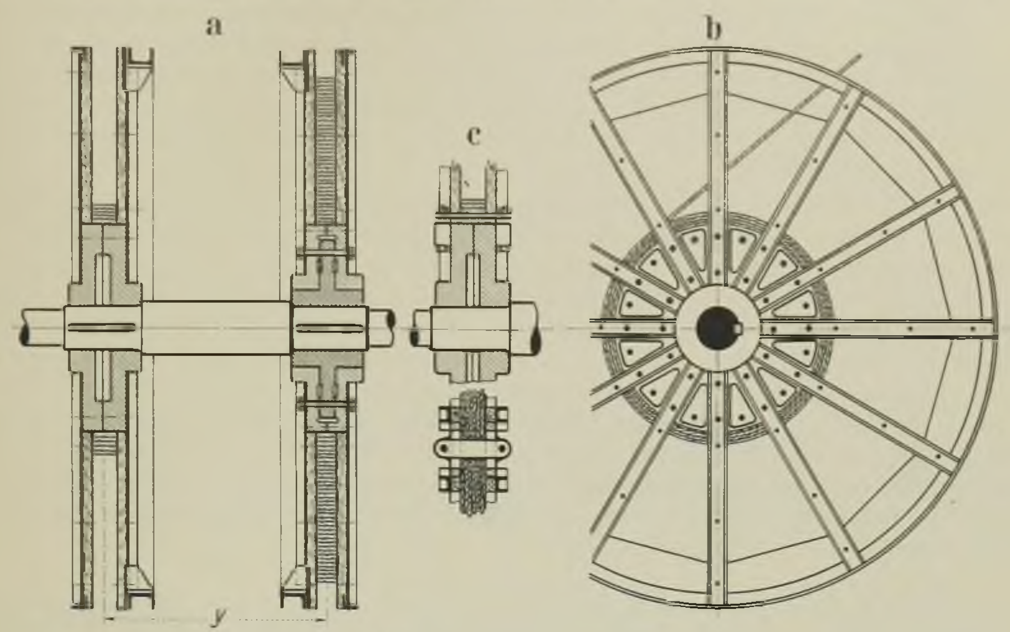


Abb. 280. Bobinentrommeln.

litten, sondern die Treibscheibe muß gefüttert sein, entweder mit einem Futter aus Holzklötzen oder mit einem Futter aus Lederscheiben, wie es die Abb. 281 und 282 veranschaulichen. Das Seil gräbt sich in das Futter ein, und es muß die hölzerne Beklotzung bei flottem Betriebe in etwa 8 Monaten erneuert werden, während das allerdings erheblich teurere lederne Futter mehrere Jahre aushält. Wenn sich das Seil eingräbt, wird der

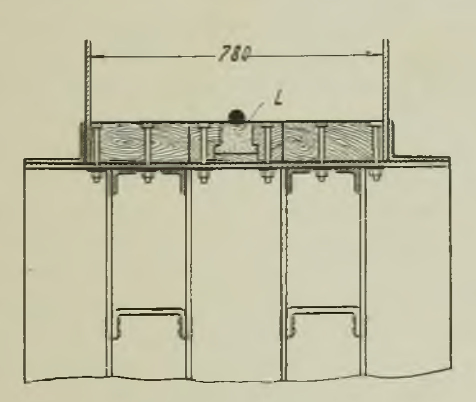


Abb. 281. Treibscheibe mit breitem Kranz und Lederfütterung (L).

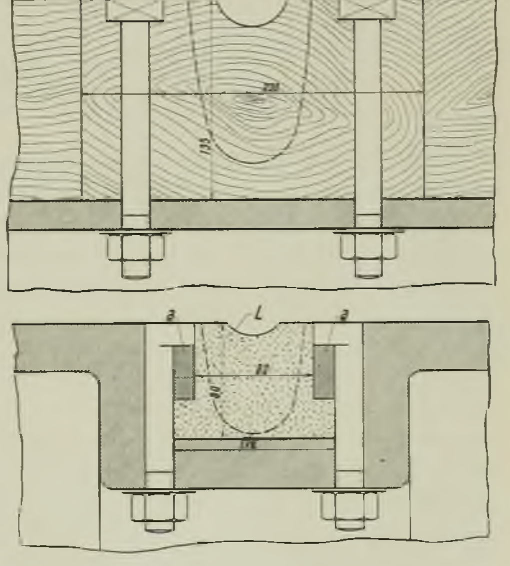


Abb. 282. Hölzernes und ledernes Futter von Treibscheiben.

Durchmesser der Treibscheibe kleiner, und die Treibscheibe muß mehr Umläufe machen, um den Förderzug zu vollenden. Gräbt sich das Seil um 10 cm ein, so geht der Durchmesser von z. B. 7 m auf 6,8 m und der Umfang von 22 m auf 21,4 m zurück. Für 660 m Teufe wären also anfänglich 30, schließlich 31 Umläufe der Treibscheibe nötig. Wird das

Futter ersetzt, so sind wieder, wie ursprünglich, nur 30 Umläufe erforderlich. Wie das auf die Endauslösung und den Fahrtregler zurückwirkt, ist in den Ziffern 158 und 160 besprochen.

Man führt die Treibscheibe bei mittleren Teufen mit 6 bis 7 m, bei größeren Teufen mit 7 bis 8 m Durchmesser aus. Dabei sind die bei der Kohlenförderung üblichen großen Lasten vorausgesetzt. Je größer die Teufe, um so vorteilhafter ist die Treibscheibenförderung, verglichen mit der Trommelförderung, weil die Trommeln mit der Teufe zunehmend größer und schwerer werden. Bricht allerdings das Förderseil, so stürzen bei der Treibscheibenförderung beide Körbe ab.

137. Gewichte von Trommeln, Treibscheiben, Seilscheiben. Bei der Schachtförderung handelt es sich um Beschleunigungen von 1 m/s² und mehr und um Verzögerungen, die beim Bremsen bis auf 4 m/s² und mehr ansteigen. Die Massenwirkungen der mit dem Seile bewegten Teile sind also von außerordentlicher Bedeutung. Außer den Seilen selbst und den an ihnen hängenden Lasten sind es die Trommeln oder die Treibscheiben und die Seilscheiben, deren Massen wirken. Mit der Geschwindigkeit des Seiles bewegen sich aber nur die Kränze der Trommeln und Scheiben. Die nach innen liegenden Teile, wie die Speichen und Naben haben kleinere Geschwindigkeit und wirken an kleinerem Hebelarme, so daß ihr Gewicht quadratisch vermindert auf das Seil umzurechnen ist. In der Zahlentafel 20 sind die wirklichen und die quadratisch auf das Seil umgerechneten Gewichte von Trommeln, Treibscheiben und Seilscheiben zusammengestellt, die als erster Anhalt dienen können.

Zahlentafel 20.

Art und Zahl	Durchmesser m	Trommelbreite m	Wirkliches Gewicht kg	Quadratisch auf das Seil umgerechnetes Gewicht kg
2 Seilscheiben	6	—	15000	7500
1 Treibscheibe mit breitem Kranz	7	—	32000	18000
	8	—	40000	24000
2 Trommeln	7	1,8	74000	30000
	8	2	96000	40000

138. Die bei der Treibscheibenförderung von der Treibscheibe an das Seil und umgekehrt übertragbare Umfangkraft. Der Seilrutsch. Wegen der bei der Schachtförderung auftretenden Massenwirkungen schwankt die von der Treibscheibe an das Seil zu übertragende Umfangkraft P bei ein und demselben Förderzuge innerhalb weiter Grenzen und kehrt ihr Vorzeichen um, wenn die Treibscheibe, anstatt das Seil zu treiben, vom Seile getrieben wird. Die durch die Reibung zwischen Seil und Treibscheibe übertragbare Kraft ist begrenzt. Das Seil rutscht, wenn die Grenze überschritten wird. Das Seil rutscht auf der Treibscheibe zurück, wenn die Treibscheibe durch die Maschine zu stark getrieben wird, und das Seil rutscht auf der Treibscheibe vor, wenn es selbst durch die eingehängte Last oder durch die Wucht der mit ihm verbundenen Massen zu stark getrieben wird. Daß das Seil auf der Treibscheibe zurückrutscht, ist an und für sich nicht gefährlich, sondern hat nur zur Folge, daß der mit der Treibscheibe verbundene Teufenzeiger eher am Ziele ist als der mit dem Seile verbundene Förderkorb, und die Bremse durch die Endauslösung aufgeworfen wird, ehe noch der Förderkorb die Hängebank überfahren hat. Der Seilrutsch wird gefährlich, wenn das Seil vorrutscht; denn nun eilt der Förderkorb dem Teufenzeiger vor und überfährt die Hängebank, ohne daß die Bremse ausgelöst wird.

Wird volle Last gehoben, so wird P bei der Anfahrt am größten, bei der nicht nur die Last zu heben und die Reibung im Schachte und an der Seilscheibe zu überwinden ist, sondern auch die mit dem Seile verbundenen Massen zu beschleunigen sind,

so daß das Seil schon bei etwa 1,5 m/s² Anfahrbeschleunigung rutscht, und zwar gegen die Treibscheibe zurückrutscht. Daß beim Heben voller Last das Seil gegen die Treibscheibe vorrutscht, tritt nur ein, wenn die Maschine durch kräftigen Gegendampf oder kräftiges Bremsen stark gehemmt wird.

Wird volle Last eingehängt, so kann man umgekehrt sehr flott anfahren; es genügt aber mäßiges Gegendampfgeben oder Bremsen, damit das von der eingehängten Last gezogene und von der Wucht der mit dem Seile verbundenen Masse getriebene Seil über die Treibscheibe vorrutscht. Das ist beim Einhängen besonders gefährlich, weil das Seil weit rutscht, ehe es wieder auf der Treibscheibe abgefangen wird. Bei der Treibscheibenförderung erfordert das Einhängen besondere Vorsicht.

Es seien die Bedingungen, daß Seilrutsch eintritt, rechnerisch verfolgt. Förderseil und Unterseil seien gleich schwer. Es bedeute, vgl. Abb. 283,

Abb. 283.

S das Gewicht eines teils aus Förderseil, teils aus Unterseil bestehenden Seilendes etwa von der Hängebank bis zur Seilbucht,

F das Gewicht eines Förderkorbes nebst Zubehör und Zwischengeschirr,

W das Gewicht der leeren Wagen auf einem Förderkorb,

N das Gewicht der Nutzlast,

$\sum$ die Summe von $F + W + S$,

Ω das auf das Seil bezogene Gewicht einer Seilscheibe nebst zugehörigem Seilstück zwischen Hängebank und Treibscheibe,

T_1 die Spannung des auf die Treibscheibe auflaufenden Seiltrums,

T_2 die Spannung des von der Treibscheibe ablaufenden Seiltrums,

T_{max}, T_{min} die größere bzw. kleinere der beiden Spannungen T_1 und T_2, bei deren Berechnung die Reibungs- und Massenwiderstände zu berücksichtigen sind.

$P = T_{max} - T_{min}$ die von der Treibscheibe an das Seil oder umgekehrt übertragene Umfangkraft,

$e = 2{,}718$ die Grundzahl des natürlichen Logarithmensystems,

$\mu = 0{,}2$* die Reibungszahl für die Reibung zwischen Seil und Treibscheibe,

α den vom Seil umschlungenen, im Bogenmaß[1] gemessenen Bogen der Treibscheibe. Der umschlungene Bogen ist meist etwas größer als 180°, bei Turmfördermaschinen etwa 210°,

$g = 9{,}81$ m/s² die Fallbeschleunigung.

Zahlentafel 21.

α (Gradmaß)	α (Bogenmaß)	$e^{\mu\alpha}$
180	3,142	1,875
182	3,176	1,886
184	3,210	1,901
186	3,246	1,913
188	3,281	1,926
190	3,316	1,941
192	3,351	1,953
194	3,386	1,967
196	3,421	1,981
200	3,491	2,010
205	3,578	2,044
210	3,665	2,080
215	3,753	2,117

Nach den Lehren der Mechanik besteht die Beziehung $T_{max} \leqq e^{\mu\alpha} \cdot T_{min}$. Die durch Reibung übertragbare Umfangkraft ist also unabhängig vom Durchmesser[2] der Treibscheibe und nur abhängig vom Verhältnis $\frac{T_{max}}{T_{min}}$. Das Seil rutscht nicht, solange $\frac{T_{max}}{T_{min}} \leqq e^{\mu\alpha}$ ist. Zur bequemeren Berechnung können die in Zahlentafel 21 angegebenen Werte von $e^{\mu\alpha}$ dienen.

* Nach der Bergpolizeiverordnung vom 27. Juli 1927.

[1] $360^0 = 2\pi$; $\hat{\alpha} = \frac{\pi}{180} \cdot \alpha^0$.

[2] Das gilt genau nur für das vollkommen elastische Seil, trifft aber angenähert auch für das wirkliche Seil zu. Daß man trotzdem verhältnismäßig große Treibscheiben anwendet, geschieht, damit das Seil geschont wird und die Beklotzung länger vorhält.

Bei dem angegebenen Grenzverhältnis braucht man bei trockenem Schacht und trokkenem Seil nicht mit gefährlichem Seilrutsch zu rechnen; doch gehe man beim Einhängen nicht an die Grenze heran.

Im folgenden ist für das Heben und Einhängen von Lasten, d. h. für positive und negative Nutzlast berechnet, wie hoch die Anfahrbeschleunigung b_1 und die Auslaufverzögerung b_2 werden darf, bis die Rutschgrenze $T_{\max} = e^{\mu\alpha} \cdot T_{\min}$ erreicht ist[1]. Dabei ist immer derselbe in Abb. 283 angegebene Fahrtsinn vorausgesetzt.

A. Positive Nutzlast (Heben).

I. Beschleunigte Fahrt. Das Seil beginnt zu rutschen, wenn $T_1 = e^{\mu\alpha} \cdot T_2$ wird, d. h. wenn

$$\Sigma + N + b_1 \cdot \frac{\Sigma + N + \Omega}{g} = e^{\mu\alpha}\left(\Sigma - b_1 \cdot \frac{\Sigma + \Omega}{g}\right),$$

woraus folgt

$$b_1 = g \cdot \frac{(e^{\mu\alpha} - 1) \cdot \Sigma - N}{(e^{\mu\alpha} + 1) \cdot (\Sigma + \Omega) + N}.$$

II. Verzögerte Fahrt. Das Seil rutscht, wenn $T_2 = e^{\mu\alpha} \cdot T_1$ wird, d. h. wenn

$$\Sigma + b_2 \cdot \frac{\Sigma + \Omega}{g} = e^{\mu\alpha}\left(\Sigma + N - b_2 \cdot \frac{\Sigma + N + \Omega}{g}\right),$$

woraus folgt

$$b_2 = g \cdot \frac{(e^{\mu\alpha} - 1) \cdot \Sigma + e^{\mu\alpha} \cdot N}{(e^{\mu\alpha} + 1) \cdot (\Sigma + \Omega) + e^{\mu\alpha} \cdot N}.$$

Beispiel.

Es sei

$$\begin{aligned} N &= 5000\,\text{kg} \\ F &= 7000\ \text{„} \\ W &= 3000\ \text{„} \\ S &= 6000\ \text{„} \end{aligned} \quad \left.\begin{matrix} \\ \\ \\ \end{matrix}\right\} \Sigma = 16000\,\text{kg} \qquad \begin{aligned} \Omega &= 4000\,\text{kg} \\ \alpha &= 184^0 \\ e^{\mu\alpha} &= 1{,}90. \end{aligned}$$

Dann ergibt sich die größte zulässige Beschleunigung

$$b_1 = 9{,}81 \cdot \frac{0{,}9 \cdot 16000 - 5000}{2{,}9 \cdot (16000 + 4000) + 5000} = 1{,}74\,\text{m/s}^2,$$

die größte zulässige Verzögerung

$$b_2 = 9{,}81 \cdot \frac{0{,}9 \cdot 16000 + 1{,}9 \cdot 5000}{2{,}9\,(16000 + 4000) + 1{,}9 \cdot 5000} = 3{,}48\,\text{m/s}^2.$$

B. Negative Nutzlast (Einhängen).

I. Beschleunigte Fahrt. Das Seil rutscht, wenn $T_1 = e^{\mu\alpha} \cdot T_2$ wird, d. h. wenn

$$\Sigma + b_1 \cdot \frac{\Sigma + \Omega}{g} = e^{\mu\alpha} \cdot \left(\Sigma + N - b_1 \cdot \frac{\Sigma + \Omega - N}{g}\right),$$

woraus folgt

$$b_1 = g \cdot \frac{(e^{\mu\alpha} - 1) + e^{\mu\alpha} \cdot N}{(e^{\mu\alpha} + 1) \cdot (\Sigma + \Omega) + e^{\mu\alpha} \cdot N}.$$

II. Verzögerte Fahrt. Das Seil rutscht, wenn $T_2 = e^{\mu\alpha} \cdot T_1$ wird, d. h. wenn

$$\Sigma + N + b_2 \cdot \frac{\Sigma + \Omega + N}{g} = e^{\mu\alpha} \cdot \left(\Sigma - b_2 \cdot \frac{\Sigma + \Omega}{g}\right),$$

woraus folgt

$$b_2 = g \cdot \frac{(e^{\mu\alpha} - 1) \cdot \Sigma - N}{(e^{\mu\alpha} + 1)\,(\Sigma + \Omega) + N}.$$

---

[1] Über die zeichnerische Behandlung der Aufgabe vgl. Weih: Seilrutsch bei der Treibscheibenförderung. Glückauf 1925, S. 853 u. 1115.

Beispiel.

Es sei die negative Nutzlast $N = 5000$ kg, die übrigen Verhältnisse seien dieselben wie im vorigen Beispiele. Dann ergibt sich

die größte zulässige Beschleunigung $b_1 = 3{,}48 \text{ m/s}^2$,

die größte zulässige Verzögerung $b_2 = 1{,}74 \text{ m/s}^2$.

Es ergeben sich dieselben Zahlenwerte wie im vorhergehenden Beispiele, nur mit entgegengesetzter Bedeutung, da nach der Bergpolizeiverordnung die Reibung nicht in Rechnung gezogen ist.

139. Das Wandern des Seiles auf der Treibscheibe und auf den Seilscheiben. Mit dem Seilrutsch ist das Seilwandern nicht zu verwechseln. Das Seil wandert bei jedem Förderzuge auf der Treibscheibe, weil das den hochgehenden, schwerer beladenen Förderkorb tragende Trum länger gestreckt ist als das niedergehende. Dieses Wandern gleicht sich in der Regel aus, weil das eine und das andre Seiltrum umschichtig den schweren beladenen Förderkorb tragen. Nur wenn aus zufälligen Gründen der eine Förderkorb mehr als der andere hebt oder überhaupt schwerer als der andere ist, macht sich das Wandern des Seiles auf der Treibscheibe bemerkbar. Bei den Seilscheiben hat man eine ähnliche Erscheinung, nur daß der Ausgleich fehlt. Die Seilscheiben wandern unter dem Seile, weil sie bei dem einen Drehsinn durch das straffer gespannte, im anderen Drehsinn durch das weniger straff gespannte Seil mitgenommen werden; das Wandern beträgt bei jedem Förderspiele einige 100 mm, immer in derselben Richtung. Dieses Wandern erschwert es auch, Seilrutschanzeiger zu bauen, bei denen die Bewegung der Treibscheibe mit der Bewegung einer anderen Rolle verglichen wird, die vom Seile angetrieben wird.

140. Kraft-, Geschwindigkeits- und Leistungsverhältnisse der Schachtförderungen. Wegen der hohen bei der Schachtförderung angewendeten Geschwindigkeiten besteht der Förderzug bei mäßigen Teufen nur aus der Anfahrt und dem Auslauf, während sich bei den größeren Teufen eine Fahrt mit gleichbleibender Geschwindigkeit, die Beharrung, dazwischenschiebt. Die Beschleunigung bei der Anfahrt und die Verzögerung beim Auslauf sind so groß, und die mit dem Seile bewegten Massen sind so schwer, daß die Massenwirkungen den Fördervorgang beherrschen. Bei einer aus 500 m Teufe fördernden Koepeförderung wiegt alles, was sich mit dem Seile bewegt, auf das Seil bezogen[1], über 10 mal so viel wie die normale Nutzlast, bei einer Trommelförderung über 15 mal so viel. Bei 1 m/s² Anfahrbeschleunigung ist also die erforderliche Beschleunigungskraft über 1 bzw. 1,5 mal so groß wie die Nutzlast.

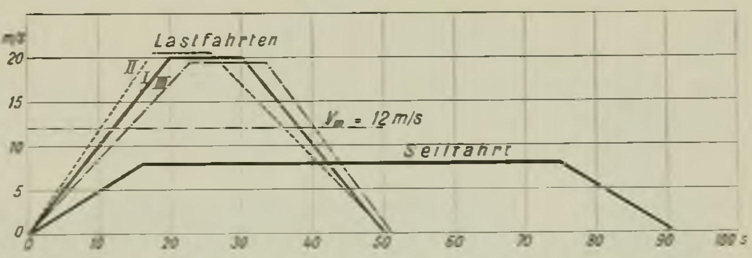


Abb. 284. Geschwindigkeitsdiagramm auf Zeitbasis.

Ein Zahlenbeispiel, das mittlere Verhältnisse widerspiegelt, veranschauliche die Kraft- und Geschwindigkeitsverhältnisse näher: Es handle sich um eine Koepeförderung für normal 5 t Nutzlast aus 600 m Teufe. Die Treibscheibe (18000 kg), die Seilscheiben (8000 kg), die Förderkörbe (14000 kg), die Förderwagen (6000 kg), das Seil nebst Unterseil (14000 kg) und die Nutzlast (5000 kg) wiegen zusammen, auf das Seil bezogen, 65000 kg, entsprechend einer Masse von rd. 6600. Die gesamte Reibung im Schacht, an den Seilscheiben und in der Fördermaschine selbst betrage, auf das Seil bezogen, 1400 kg*. Es werde normal mit 1 m/s² Beschleunigung angefahren, wofür die Fördermaschine im Mittel

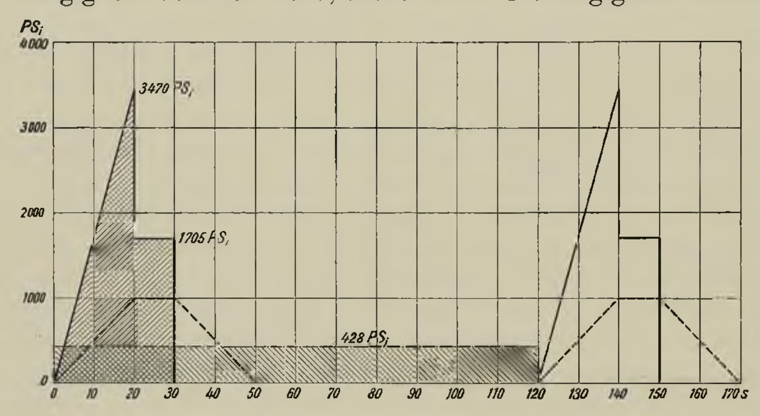
[1] Vgl. Ziffer 137.

* Die gesamte Reibung einer Schachtförderanlage mit Dampffördermaschine ist, aufs Seil bezogen, etwa 30% der normalen Nutzlast; daraus rechnet sich der mechanische Wirkungsgrad der gesamten Förderanlage = 1 : 1,3 = 77%. Ausführliche Behandlung s. Weih: Die Nebenwiderstände der Hauptschachtförderung. Glückauf 1926, S. 1541 und 1573.

eine indizierte Kraft von $5000 + 1400 + 6600 \cdot 1 = 13000$ kg, auf das Seil bezogen, ausüben muß. Sind auch Berge zu heben, so steige die Nutzlast auf 6000 kg, sinke anderseits bei nicht vollbeladenem Korbe oder, wenn auch einige beladene Wagen eingehängt werden, auf 4000 kg. Diese verschieden großen Lasten, innerhalb deren sich die normale Produktenförderung etwa bewegt, hebe die Maschine immer mit derselben indizierten Kraft an, nämlich mit 13000 kg, wobei die Anfahrbeschleunigung für 6000 kg Nutzlast $= 0{,}85\,\mathrm{m/s^2}$, für 4000 kg Nutzlast $= 1{,}15\,\mathrm{m/s^2}$ wird. In der Beharrung werde im Mittel mit 20 m/s gefahren; weil die Beschleunigung aufgehört hat, ist die von der Maschine auszuübende Kraft nunmehr im Mittel um 6600 kg kleiner. Beim Auslauf sei der Dampf abgesperrt, und die Förderung komme allein infolge der Reibung und durch die hemmende Wirkung der Nutzlast zum Stillstand, wobei sich für 6000, 5000 oder 4000 kg Nutzlast Verzögerungen $= 1{,}12$ bzw. $0{,}98$ bzw. $0{,}82\,\mathrm{m/s^2}$ ergeben.

Abb. 285. Geschwindigkeitsdiagramm auf Wegbasis.

Den so festgelegten Geschwindigkeitsverlauf der Fahrten zeigt Abb. 284 in Abhängigkeit von der Zeit, Abb. 285 in Abhängigkeit vom Wege. Im Geschwindigkeit-Zeit-Diagramme, Abb. 284, stellen die Flächen unter der Geschwindigkeitslinie das Produkt Geschwindigkeit $\times$ Zeit, d. h. die Förderteufe, dar, im vorliegenden Falle 600 m. Bei 50 s Fahrtdauer ist die mittlere Fördergeschwindigkeit $v_m = 600:50 = 12$ m/s. Das Geschwindigkeit-Wegdiagramm, Abb. 285, braucht man, um die Kurven am Fahrtregler für die Reglung der Anfahrt und insbesondere des Auslaufes zu bestimmen. Wenn man mit gleichbleibender Verzögerung genau in die Hängebank einfährt, so hat man, wie die Abbildung lehrt, kurz vor der Hängebank noch erhebliche Geschwindigkeiten. Es ist besser, wenn man nicht zu scharf einfährt, lieber zum Schluß ein wenig Frischdampf gibt.



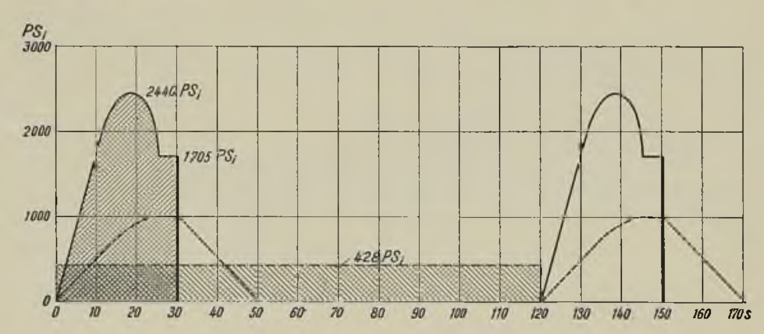


Abb. 286. Geschwindigkeits- und Leistungsverhältnisse einer Förderanlage.

Bemerkenswert ist, wie weit die Punkte P, Abb. 285, auseinanderliegen, wo der Maschinist den Steuerhebel in die Mittellage legen muß, um den freien Auslauf einzuleiten. Wie Abb. 285 lehrt, hat das bei 4000 kg Nutzlast 85 m früher zu geschehen als bei 6000 kg Nutzlast. Der Maschinist hat ein sehr feines Gefühl dafür, und es gelingt ihm, den Zug mit sehr geringer Nachhilfe am Schlusse zu vollenden. Bei der Seilfahrt wird langsamer gefahren. In der Abb. 284 ist ein Seilfahrtzug mit 8 m/s Höchstgeschwindigkeit veranschaulicht, der 91 s dauert.

Bei der Anfahrt steigt die Leistung von Null auf $\frac{13000 \cdot 20}{75} = 3467\ PS_i$, sinkt in der Beharrung auf $\frac{(5000 + 1400) \cdot 20}{75} = 1707\ PS_i$ und ist beim Auslauf Null. Die durchschnittliche Leistung während eines Förderzuges ist 1030 PS_i, und die durchschnittliche Leistung während eines aus Förderzug und Förderpause bestehenden Förderspieles, das 120 s dauere, ist $\frac{1030 \cdot 50}{120} = 428\ PS_i$. Die mittlere Nutzleistung während eines Förderspieles ist $\frac{5000 \cdot 600}{120 \cdot 75} = 333$ PS. Der mechanische Wirkungsgrad der Förderung ist 333:428 = 78%. Um die übermäßig hohe Spitzenleistung herunterzudrücken, was für elektrische Förderungen besonders wichtig ist, vermindert man die Anfahrbeschleunigung allmählich, so daß die Anfahrlinie oben abbiegt, wie es das untere Diagramm in Abb. 286 veranschaulicht.


Abb. 287. Dreikantlitziges Seil.

141. Die Förderseile. In Deutschland werden bei der Schachtförderung ausschließlich Drahtseile verwendet, und zwar überwiegend Rundseile, während Bandseile nur in besonderen Fällen benutzt werden. Die Drähte, die aus Siemensmartinstahl bestehen, werden durch wiederholtes kaltes Ziehen auf mehrfach höhere Festigkeit vergütet. Meist werden Drähte von etwa 160 kg/mm² mittlerer Festigkeit verwendet; die mittlere Festigkeit soll bei blanken Drähten nicht über 180 kg/mm², bei verzinkten Drähten nicht über 170 kg/mm² hinausgehen. Verzinkte Drähte sind, weil das Material bei der warmen Verzinkung leidet, nicht so haltbar wie blanke Drähte; sie sind für schwache Förderung und nasse Schächte am Platze. — Man nimmt für runde Schachtförderseile meist Drähte von 2,2 bis 2,8 mm Durchmesser, deren einzelne Längen zusammengelötet werden. Die Drähte werden zu Litzen geschlagen, und die Litzen werden um eine Hanfseele zum Seile geschlagen. Überwiegend sind die Seile rundlitzig; dreikantlitzige Seile, Abb. 287, die von den Felten-Guilleaume-Werken geliefert werden, sind mit etwa 6% an den Förderseilen beteiligt. Seile mit flachen Litzen sind sehr selten. Dreikantlitzige Seile haben, weil die Hanfseele kleiner ist, kleineren Durchmesser und geringeres Gewicht als rundlitzige, und ihre Drähte liegen in der Seilnut besser an.

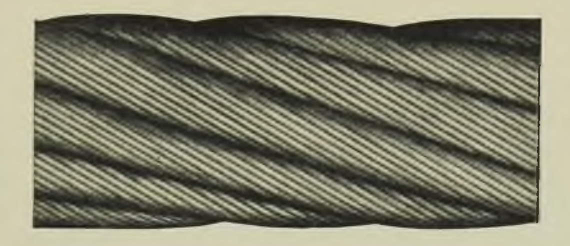
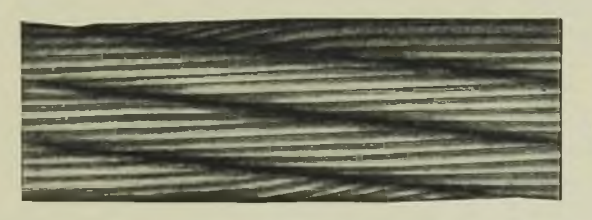
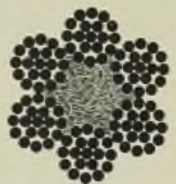


Abb. 288. Längsschlagseil.

Beim Längsschlage werden die Drähte in den Litzen und die Litzen im Seile im selben Sinne gewunden, beim Kreuzschlage in entgegengesetztem Sinne; deshalb sieht man die einzelnen Drähte beim Längsschlagseile schräg zur Seilachse verlaufen, beim Kreuzschlagseile etwa in Richtung der Seilachse. Aus den Abb. 288 und 289 ist dieser kennzeichnende Unterschied der beiden Flechtarten ersichtlich. Mit der Flechtart hängt zusammen, daß beim Längsschlagseile weniger Drahtbrüche auftreten als beim Kreuzschlagseile, bei dem die äußeren Drähte über-



Abb. 289. Kreuzschlagseil.

anstrengt werden. Von der Flechtart rührt ferner her, daß das Längsschlagseil starken, das Kreuzschlagseil schwachen Drall hat. Wegen seines starken Dralles ist das Längsschlagseil nahezu unverwendbar, wo der Förderkorb beim Umsetzen auf Keps gesetzt wird, weil es, wenn sich Hängeseil bildet, Klanken wirft[1]. Aus demselben Grunde ist das Längsschlagseil als Unterseil schwierig[2]. Bei Koepeförderungen überwiegen Längsschlagseile, bei Trommelförderungen Kreuzschlagseile. Dreikantlitzige Seile werden immer mehr als Längsschlagseile ausgeführt. Der Drall darf bei den Förderseilen nicht herausgelassen werden, weil sonst Festigkeit und Haltbarkeit des Seiles leiden. Runde Unterseile dagegen werden an den Förderkörben in Wirbeln aufgehängt, die auf Kugeln gelagert sind, damit sich der Drall auslaufen kann; andernfalls würde das nur schwach gespannte Seil infolge des Dralles Klanken schlagen.

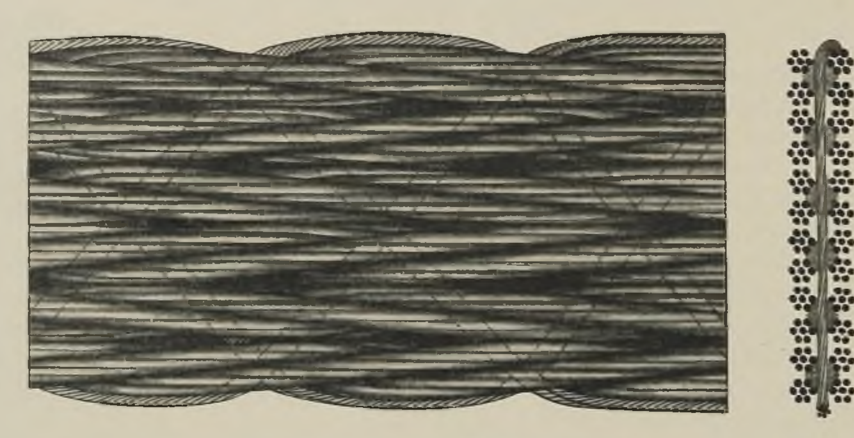


Abb. 290. Stählernes Bandseil.

Bandseile bestehen aus nebeneinanderliegenden Schenkeln, die aus je 4 Litzen geschlagen sind und mittels Nählitzen entweder einfach oder doppelt genäht sind. Häufig haben die Bandseile 8 Schenkel, so daß insgesamt 32 Traglitzen vorhanden sind. Die Abb. 290 zeigt ein doppelt genähtes, sechsschenkliges Bandseil. Es kommt darauf an, daß die Schenkel möglichst gleich geschlagen sind, damit alle Schenkel möglichst gleichmäßig tragen. Stählerne Bandseile werden, da ihre Haltbarkeit erheblich geringer ist als die der runden Seile, als Förderseile nur beim Abteufen benutzt, wo ihr Vorteil, daß sie keinen Drall haben, zur Geltung kommt. Bei den Unterseilen, die wenig beansprucht sind, weil sie nur ihr eigenes Gewicht tragen, überwiegen die Bandseile, weil sie drallfrei und sehr biegsam sind.

142. Berechnung der Förderseile. Das Seil hat außer der an ihm hängenden Last Q sein eigenes Gewicht zu tragen; der Anteil des Seilgewichts an der gesamten Seilbelastung nimmt mit der Teufe in sich schnell steigerndem Maße zu. Ein stählerner Draht von 1 mm^2 Querschnitt und 1 m Länge wiegt 7,85 g. Weil aber im Seile die Drähte gewunden liegen, ferner das Gewicht der Hanfseele hinzutritt, wiegt 1 m Seil für 1 mm^2 Drahtquerschnitt[3] mehr als 7,85 g, nämlich bei rundlitzigen Seilen etwa 9,5 g, bei dreikantlitzigen Seilen etwa 9 g. Ein Seil von 1000 mm^2 Drahtquerschnitt wiegt also für 1 m Länge 9,5 bzw. 9 kg.

Da man die tatsächliche Seilbelastung, die aus der ruhenden Belastung, den Reibungswiderständen, den Beschleunigungskräften und den infolge Seilschwingungen auftretenden Kräften besteht, nicht genau bestimmen kann, wird der Seilquerschnitt auf

[1] Glückauf 1922, S. 867. — Herbst, H.: Praktische Winke für die Auswahl zweckmäßiger Förderseilmacharten.

[2] Glückauf 1920, S. 665. Herbst, H.: Die Verwendung abgelegter Förderseile als Unterseile.

[3] Schneidet man das Seil senkrecht zur Seilachse, so weisen die Drähte elliptischen Querschnitt auf; hier ist als Drahtquerschnitt der runde, senkrecht zur Drahtachse stehende Querschnitt gemeint.

Grund der ruhenden Meistbelastung gerechnet; dafür wird die Sicherheit reichlich gewählt. Die ruhende Meistbelastung besteht aus dem Förderkorbe nebst Zubehör, den Förderwagen, der größten Nutzlast, dem Förderseil von der Seilscheibe bis zur tiefsten Korbstellung und dem etwa vorhandenen Unterseile vom Förderkorbe bis zur Seilbucht[1]. Im Verhältnis zur ruhenden Meistbelastung sollen Trommelförderseile bei der Produktenförderung mindestens 6fache, bei der Seilfahrt mindestens 8fache Sicherheit dauernd gewähren. Weil bei Trommelförderseilen in Zwischenräumen von 3 bis 6 Monaten ein Stück Seil 3 m über dem Einbande abgehauen und untersucht wird, legt man das Trommelseil mit erheblich höherer anfänglicher Sicherheit auf, etwa mit 8facher Sicherheit für Produktenförderung.

Koepeförderseile, die man im Betrieb nicht mehr prüfen kann, sollen im Verhältnis zur ruhenden Meistbelastung anfänglich 7fache Sicherheit bei Produktenförderung und 9½fache bei Seilfahrt haben. Praktisch wird man Koepeseile meist mit noch höherer anfänglicher Sicherheit auflegen, etwa 7,5 bis 8facher Sicherheit für Produktenförderung, so daß Trommelförderseile und Koepeförderseile etwa gleich groß zu bemessen sind. Koepeseile, die zur Seilfahrt dienen, sollen im allgemeinen nur 2 Jahre aufliegen, doch kann die Frist verlängert werden, wenn das Seil in gutem Zustande ist. Bandseile sollen nur 1 Jahr aufliegen.

Wie ist ein Seil zu bemessen, daß außer seinem eigenen Gewicht unten am Seil eine Last von Q kg tragen soll? Es sei:

f der gesamte Querschnitt der tragenden Seildrähte in mm²,
γ das Seilgewicht für 1 km Länge und 1 mm² Querschnitt oder für 1 m Länge und 1000 mm² Querschnitt in kg (bei rundlitzigen Seilen ist γ etwa 9,5 und bei dreikantlitzigen etwa 9),
$\mathfrak{T}$ die Teufe in km,
$\mathfrak{S}$ die vorgeschriebene Seilsicherheit,
z die Zugfestigkeit der Drähte in kg/mm², so gilt

$$\frac{f \cdot z}{\mathfrak{S}} = Q + f \cdot \gamma \cdot \mathfrak{T}, \quad \text{woraus folgt} \quad f = \frac{Q}{\frac{z}{\mathfrak{S}} - \gamma \cdot \mathfrak{T}}.$$

Hängt am Seil die Last $Q = 16000$ kg und ist die Zugfestigkeit $z = 160$ kg/mm², die Sicherheit $\mathfrak{S} = 8$, die Teufe $\mathfrak{T} = 0,5$ km, so ist der Seilquerschnitt

$$f = \frac{16000}{\frac{160}{8} - 9,5 \cdot 0,5} = 1050 \text{ mm}^2.$$

Der Durchmesser wird bei rundlitzigen Seilen etwa $1,75 \cdot \sqrt{f}$, also $1,75 \cdot \sqrt{1050} = 56$ mm, und bei dreikantlitzigen Seilen etwa $1,5 \cdot \sqrt{f}$, also $1,5 \cdot \sqrt{1050} = 49$ mm.

Das Seil trägt $160 : 8 = 20$ kg/mm². Davon werden $9,5 \cdot 0,5 = 4,75$ kg/mm² für das eigene Gewicht des Seiles verbraucht, das $1,050 \cdot 9,5 \approx 10$ kg/m, bei 500 m Länge also 5000 kg wiegt.

143. Prüfung und Überwachung der Förderseile[2]. Mit einem Förderkorbe werden bis zu 70 Mann befördert. Bei der Koepeförderung hängen in beiden Förderkörben zusammen bis 140 Mann an ein und demselben Seile. Auch der unmittelbare und mittelbare Schaden, den ein Seilbruch hervorruft, ist außerordentlich groß. Schärfste Prüfung und Überwachung der Förderseile ist geboten. Jedes neue Förderseil ist, ehe es aufgelegt wird, zu prüfen, ob seine Festigkeit genügt. Die einzelnen Drähte werden der Zerreißprobe, der Hinundherbiegeprobe und der Verwindeprobe gemäß den in der Seilfahrtgenehmigung enthaltenen Vorschriften unterzogen. Die Drähte neuer Seile, die bei der Zerreißprobe

---

[1] Ist das Unterseil schwerer als das Förderseil, so ist die Meistbelastung so zu rechnen, daß der beladene Förderkorb oben steht.

[2] Vgl. Herbst, H.: Ansprüche an Förderseile und ihre Prüfung. Z.V.d.I. 1928, S. 345.

10 % mehr oder weniger halten, als das Mittel beträgt, oder die Drähte abgehauener Seilstücke, die 20 % weniger als im Mittel tragen, ebenso die Drähte, die die Biegeprobe nicht bestanden haben, werden ausgeschieden. Die Bruchlasten der übrigen Drähte werden addiert, und diese Summe, geteilt durch die vorgeschriebene Sicherheitszahl, muß größer sein als die ruhende Meistbelastung des Seiles. Vielfach wird ferner Zerreißen eines Seilstückes im ganzen Strange verlangt[1].

Im Betriebe sind die Seile täglich nachzusehen, vor allem um plötzlich eingetretene Veränderungen am Seile zu erkennen. Dann ist jede Woche das Seil bei guter Beleuchtung und 0,5 m/s Seilgeschwindigkeit zu prüfen; alle Drahtbrüche sind festzustellen und einzutragen. Schließlich ist eine sechswöchentliche Prüfung durch den für die Seilfahrt verantwortlichen Betriebsbeamten vorgeschrieben, bei der das ganze Seil von der anhaftenden Schmutzkruste befreit sein muß. Die näheren Bestimmungen für diese Seilprüfungen sind in den Bergpolizeiverordnungen enthalten.

144. Behandlung der Förderseile. Seilschäden[2]. Der gefährlichste Feind der Seile ist Rost. In nassen Schächten sind Seile mit verzinkten Drähten am Platz, sofern sie nicht übermäßig angestrengt werden. Seile aus blanken Drähten müssen sorgfältig geschmiert werden. Trommelseile sind mindestens alle vier Wochen mit einer steifen, säurefreien Schmiere zu schmieren, die gut in die Rillen zwischen den Litzen zu streichen ist. Koepeseile werden mit einer harzhaltigen Schmiere geschmiert. Sehr wichtig ist sorgsame Ausführung des Seileinbandes. Die Klemmbänder seien doppelt so breit, wie das Seil dick ist; besonders bei harten Drähten ist es empfehlenswert, die Klemmbänder zu beledern. Es ist darauf zu achten, vor allem beim Seilauflegen, daß sich die Förderseile nicht aufdrehen, weil dann die Drähte nicht mehr gleichmäßig tragen. Auch die Unterseile sind sorgfältig zu überwachen; sie dürfen nicht durch Wasser laufen.

Als Seilschäden kommen am meisten Drahtbrüche vor, deren Gefährlichkeit aber vielfach überschätzt wird. Bedenklich sind sie in der Nähe der Einbände, oder wenn sie sich an einer Stelle häufen, oder wenn ihre Zahl schnell zunimmt, z. B. bei einem 50 mm dicken, 600 m langen Seil wöchentlich 10 übersteigt. Ein heimtückischer, vom Auslassen des Dralles herrührender Schaden ist es, wenn sich die Außendrähte lockern; weil dann die inneren Drähte die Last tragen, bleiben die äußeren von Drahtbrüchen frei, so daß das Aussehen des Seiles täuscht. Die Lockerung der Außendrähte steigert sich, insbesondere bei Koepeseilen, in der Nähe der Einbände bis zu einem korbartigen Abheben der äußeren Drähte. Schraubenartige Formänderungen (Korkzieher) und Knotenbildungen (letztere infolge Seilschwingungen) entstehen infolge mangelhafter Hanfseele. Festgezogene Klanken schwächen das Seil erheblich.

145. Verbindung des Förderseiles mit der Trommel und dem Förderkorbe. Die Verbindung des Förderseiles mit der Trommel ist in Ziffer 136 besprochen. Mit dem Förderkorbe wird das Seil nicht unmittelbar verbunden. Meist wird ein sogenannter Seileinband gemacht, indem das Seilende um eine sogenannte Kausche gelegt und am Seile durch eine große Zahl Klemmen festgeklemmt wird. Die Kausche wird mit dem Förderkorbe durch Laschen verbunden, so daß man den Abstand verändern kann, indem man Laschen wegläßt oder die Bolzen in andere Löcher umsteckt.

Das in Abb. 291 dargestellte Stellschraubenzwischengeschirr der Demag (Gesamtlast 17750 kg, Nutzlast 4200 kg) sieht noch eine weitere Einstellmöglichkeit durch Stellschrauben vor. Ohne besondern Seileinband kann man das Seil mit dem Förderkorbe durch eine „Seilklemme" verbinden[3]. Wenn man bei Trommelseilen das Seil zwecks Prüfung des Seilendes 3 m über dem Einband oder über der Klemme abhaut, gehen beim Seileinbande mit Kausche im ganzen etwa 8 m, bei der Seilklemme etwa 5 m verloren.

Vorteilhaft ist die Anwendung von Stoßdämpfern, die als federndes Zwischenglied

---

[1] Die Seilprüfstelle der Westfälischen Berggewerkschaftskasse besitzt 2 hydraulische Seilzerreißmaschinen: eine von 250 t Zerreißkraft und 3 m Reißlänge und eine von 450 t Zerreißkraft und 7 m Reißlänge.

[2] Nach dem Merkblatt der Seilprüfstelle der Westfälischen Berggewerkschaftskasse, Bochum.

[3] Vgl. Heise-Herbst: 2. Band: Schachtförderung.

zwischen Förderkorb und Seilgeschirr eingeschaltet werden. Sie dämpfen die im Förderbetriebe auftretenden Stöße und Schwingungen und tragen dadurch wesentlich zur Schonung des Seiles bei.

146. Allgemeines über das Auflegen und Auswechseln der Förderseile. Seilauflegen ist eine Arbeit, die sorgfältig vorbereitet sein muß und mit großer Vorsicht und Überlegung durchzuführen ist. Man geht verschieden vor, je nachdem es sich um eine Trommelförderung, um eine Koepeförderung mit breitkränziger Treibscheibe oder um eine Koepeförderung mit schmalkränziger Treibscheibe handelt. Ferner ist zu unterscheiden, ob das erste Förderseil aufgelegt oder ob ein Förderseil ausgewechselt wird, d. h. erst das alte Förderseil abgelegt und dann das neue Förderseil aufgelegt wird. Ein Koepeseil ist umständlicher aufzulegen als ein Trommelseil. Längsschlagseile bedürfen wegen ihres stärkeren Dralles besonderer Vorsicht, damit sie nicht Klanken schlagen oder den Drall verlieren.

Den verschiedenen Arten des Seilauflegens ist folgendes gemeinsam: Der Teufenzeiger der Fördermaschine ist auszurücken und hernach neu einzustellen. Die Holztrommel, auf der das Seil angeliefert ist, ist aufzubocken und gut zu lagern. Wenn man das Seil von dieser Holztrommel ab- und auf die Maschinentrommel oder die Treibscheibe aufwickelt, ist entweder die Holztrommel oder das Seil selbst abzubremsen, damit sich das Seil scharf auf die Trommel oder die Treibscheibe der Fördermaschine legt. Um Seile hochzuwinden oder über die Seilscheibe zu ziehen usw., verwendet man Hilfsseile, die man mit Handkabeln bewegt und die nach Bedarf angeschlagen oder gelöst werden; im folgenden ist nur kurz vom Hilfsseil die Rede. Selbstverständliche Maßnahmen, z. B. daß man, wenn man einen Förderkorb, der festgelegt ist, einhängen will, den Förderkorb erst anheben und die Unterlagen fortnehmen muß, sind nicht besonders angegeben. Beim Anschlagen des neuen Förderseiles an den Förderkorb ist die zu erwartende Seillängung in der Weise zu berücksichtigen, daß der Förderkorb von vornherein auf einen mehrere Meter größeren Abstand eingestellt wird, als er nachher sein soll. Nach beendetem Seilauflegen ist dreistündiges Probefahren mit belastetem Förderkorbe vorgeschrieben, worauf die Förderkörbe auf Maß zu setzen sind.

Nachstehend werden die drei oben gekennzeichneten Hauptarten des Seilauflegens veranschaulicht. Die dargelegten Verfahren dürfen nur als Beispiele aufgefaßt werden; tatsächlich bestehen erhebliche Unterschiede, wie man je nach den örtlichen Verhältnissen und den vorhandenen Hilfsmitteln vorgeht.

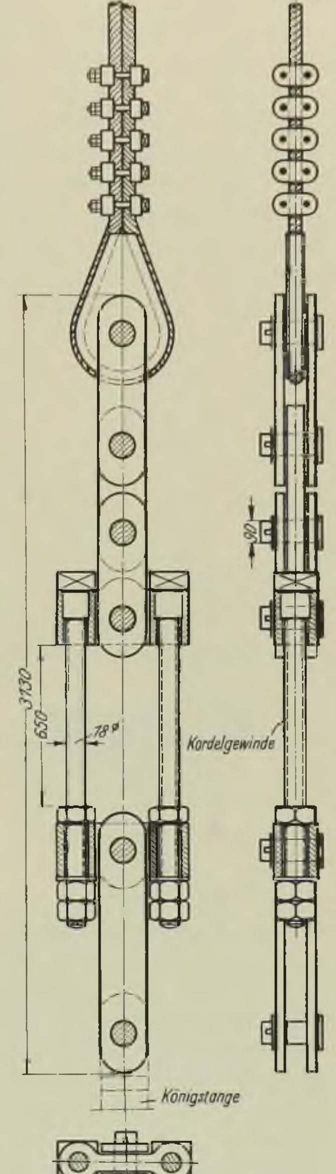


Abb. 291. Stellschraubenzwischengeschirr nebst Seilkausche.

147. Das Seilauflegen bei Trommelförderungen. Bei Trommelfördermaschinen muß eine Seiltrommel umsteckbar sein; häufig sind beide umsteckbar[1]. Es sei zunächst vorausgesetzt, daß beide Trommeln umsteckbar sind. Dann hat man beim Auswechseln eines Förderseiles in grundsätzlich gleicher Weise vorzugehen, ob es sich um das Seil der einen oder der anderen Trommel handelt. Zur Veranschaulichung diene Abb. 292.

Um zum ersten Male die beiden Förderseile aufzulegen, sind beide Förderkörbe an

[1] Vgl. Ziffer 136.

der Rasenhängebank festzulegen. Zunächst sei Seil I aufzulegen[1]. Es wird von der Holztrommel, auf der es angeliefert ist, mittels Hilfsseiles über die Seilscheibe I in das Maschinenhaus zur Trommel I gezogen, eingebunden und aufgewickelt, bis das freie Seilende am Förderkorb I ist, an den es angeschlagen wird. Dann wird Förderkorb I eingehängt und Seil I an der Hängebank durch Klemmen abgefangen. Um Seil II aufzulegen, ist Trommel I festzulegen[2] und von der Kurbelwelle der Fördermaschine zu lösen, indem die Bolzen, welche die Trommelnabe mit der auf der Achse fest verkeilten Nabe verbinden, herausgenommen werden. Da beim Aufwickeln des Seiles II die feste Nabe in der Trommelnabe läuft, sind die Laufflächen gut zu schmieren. Seil II wird dann in derselben Weise aufgelegt wie Seil I, worauf die Trommel I wieder mit der Achse verbunden wird, indem die Verbindungsbolzen durch die feste und die lose Nabe gesteckt werden.

Um ein Förderseil auszuwechseln, z. B. Seil I, legt man den Förderkorb II unten an der Sohle fest und fängt Seil II an der Hängebank mittels Klemmen ab, legt darauf Trommel II fest und entkuppelt sie von der Kurbelwelle. Dann läßt man mit der Maschine den Förderkorb I zur Rasenhängebank nieder, gibt auf den Förderkorb I Hängeseil, löst das alte Seil I vom Förderkorb I, verbindet es mit dem neuen Seile, das man durch ein Hilfsseil herangezogen hat, und läßt das alte Seil durch die Maschine auf Trommel I aufwickeln, bis das neue Seil im Maschinenhause liegt. Das neue Seil wird im Maschinenhause festgelegt, und das alte Seil wird, nachdem es vom neuen gelöst ist, abgewickelt und auf den Platz gezogen oder auf eine Holztrommel aufgewickelt.

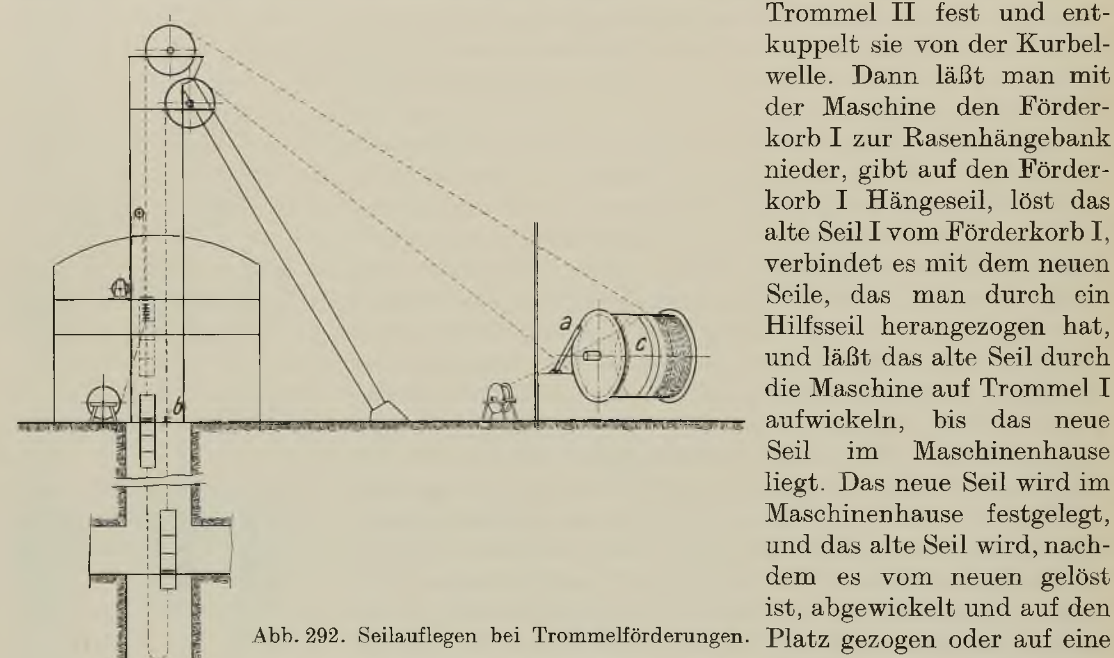


Abb. 292. Seilauflegen bei Trommelförderungen.

Nun wird das neue Seil an der Trommel I eingebunden und aufgewickelt, so lange, bis das freie Seilende am Förderkorb I ist, an den es angeschlagen wird. Schließlich ist Förderkorb I hochzuziehen, und zwar mit Rücksicht auf die Seillängung einige Meter höher, als er nachher sein soll, worauf die Trommel II wieder mit der Achse zu kuppeln ist. Das Förderseil II wird in entsprechender Weise ausgewechselt; dabei ist Trommel I festzulegen und von der Achse zu entkuppeln.

Ist nur eine Trommel umsteckbar, so ist das Seil der festen Trommel ebenso aufzulegen oder auszuwechseln, wie es vorstehend beschrieben ist. Soll das Seil der umsteckbaren Trommel ausgewechselt werden, so muß das Seil der festen Trommel abgenommen werden, nachdem der zugehörige Förderkorb auf der Sohle festgelegt und das Seil selbst an der Hängebank durch Klemmen abgefangen ist.

Wegen Einbaues oder Auswechslung eines Unterseiles vergleiche das, was in Ziffer 148 über Einbau und Auswechslung des Unterseiles von Koepeförderungen gesagt ist.

148. Seilauflegen bei einer Treibscheibe mit breitem Kranz. Bei einer Treibscheibe mit breitem Kranz sind, ebenso wie bei der Trommelförderung, abgesehen von kleinen Hilfskabeln besondere Vorkehrungen nicht nötig, indem man die Treibscheibe zum Auf-

[1] Seil I, Förderkorb I, Trommel I, Seilscheibe I sollen zusammen gehören, ebenso Seil II, Förderkorb II, Trommel II und Seilscheibe II. [2] Vgl. Ziffer 136.

trommeln der Seile ausnutzt. Selbstverständlich kann man auch bei breiten Treibscheiben, indem man darauf verzichtet, den breiten Kranz auszunutzen, das Seil ebenso auflegen und auswechseln, wie es bei Treibscheiben mit schmalem Kranz (Ziffer 149) geschieht; unter Umständen ist es sogar zweckmäßiger. Dem Folgenden liegt Abb. 293 zugrunde.

Um das erste Förderseil aufzulegen, sind die Förderkörbe über dem Schachte festzulegen. Die Holztrommel, auf der das Förderseil angeliefert ist, wird vor dem Maschinenhause aufgestellt. Das Förderseil wird durch den Mauerschlitz zur Treibscheibe geführt, durch deren Kranz gesteckt und an einer Speiche befestigt, worauf es in mehreren Lagen übereinander, durch zwischengelegte Bretter geschützt, aufgetrommelt wird. Das freie Ende des Förderseiles, das auf dem Platze geblieben ist, wird mittels Hilfsseiles über die eine Seilscheibe gezogen, wobei die Fördermaschine langsam mitläuft. Anstatt das Seil durch den Mauerschlitz zur Treibscheibe zu führen, kann man es von vornherein mittels Hilfsseiles über eine Seilscheibe zur Treibscheibe ziehen. Das Seil wird an dem zugehörigen Förderkorbe angeschlagen, worauf der Förderkorb eingehängt wird. Dann wird das Förderseil oben durch Seilklemmen abgefangen, und die Seilwindungen, die noch auf der Treibscheibe liegen, werden abgetrommelt, wobei das Seil in großem Bogen auf den Zechenplatz gezogen wird. (Vorsicht, damit das Seil keine Klanken schlägt!) Das freigewordene Förderseilende wird mittels Hilfsseiles über die Treibscheibe und die andere Seilscheibe zum zweiten Förderkorb gezogen und an ihn angeschlagen. Nun ist noch das Unterseil anzuschlagen. Die Holztrommel mit dem Unterseil ist vorher zum Füllort gebracht. Dort wird das Unterseil mit dem einen Ende am unteren Förderkorb angeschlagen, worauf dieser hochgezogen wird, damit das Unterseil mit seinem anderen Ende an den eingehängten anderen Förderkorb angeschlagen werden kann.

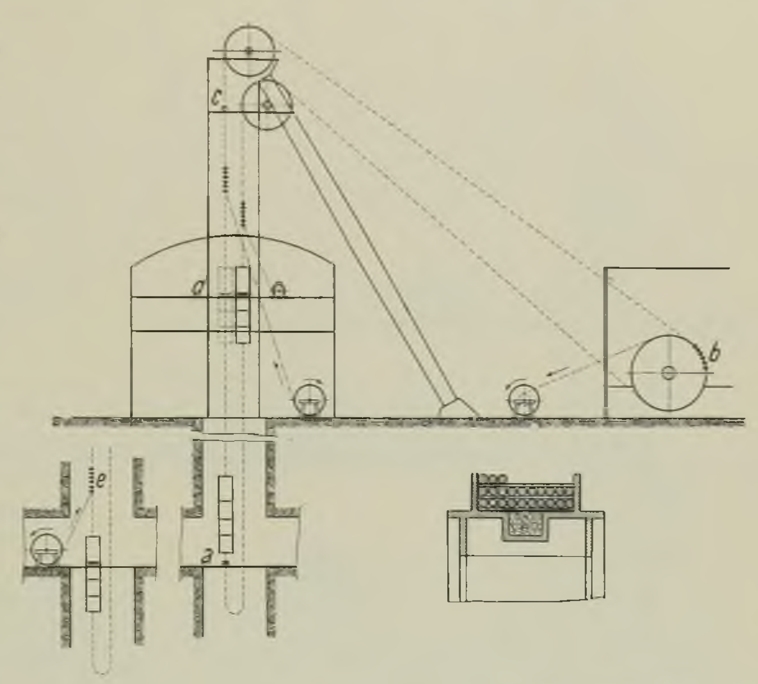


Abb. 293. Seilauflegen bei einer Treibscheibe mit breitem Kranz.

Um ein Koepeseil auszuwechseln, geht man folgendermaßen vor: Es wird der obere Korb festgelegt und am unteren Korb das Unterseil gelöst (bei *a*). Dann wird das Förderseil an der Treibscheibe (bei *b*) festgeklemmt, worauf man den unteren Korb anhebt und auf den oberen Förderkorb Hängeseil erhält. Das im Schachte hängende Seiltrum wird oben abgefangen (bei *c*), und das andere Trum wird vom oberen Förderkorbe, nachdem man es mit einem Hilfsseile verbunden hat, abgeschlagen und in das Maschinenhaus gezogen, wobei sich die Treibscheibe, an der die Klemmen (bei *b*) wieder fortgenommen sind, langsam mitdreht und das nach der anderen Seilscheibe führende Seiltrum durchhängt. Das Förderseilende wird mit der Treibscheibe verbunden, und dann wird das alte Förderseil auf der Treibscheibe, die von der Maschine gedreht wird, aufgetrommelt, erst so viel, daß das Hängeseil fort ist, darauf, nachdem die Klemmen bei *c* gelöst sind, so weit, bis der untere Förderkorb bis *d* hochgezogen ist, wo er festgelegt wird. Dann verbindet man das neue Seil durch Klemmen mit dem alten, schlägt das alte Seil

vom Förderkorbe ab und trommelt es weiter auf, bis das neue Seil an der Maschine liegt. Nun wird das alte Seil von neuem gelöst, abgetrommelt und auf den Platz gezogen oder auf eine Holztrommel aufgerollt. Das neue Seil wird an der Treibscheibe befestigt und aufgetrommelt, bis das andere Ende bei *d* ist, wo es an den Förderkorb angeschlagen wird. Die weiteren Vorgänge sind dieselben, wie beim Auflegen des ersten Förderseiles.

Anstatt den unteren Förderkorb hochzuziehen, wird häufig nur das alte Seil mit Hilfe eines in den Spurlatten geführten Schlittens hochgezogen, worauf in derselben Weise, wie oben beschrieben, vorgegangen und schließlich das neue Seil ebenfalls mit Hilfe des Schlittens eingehängt wird.

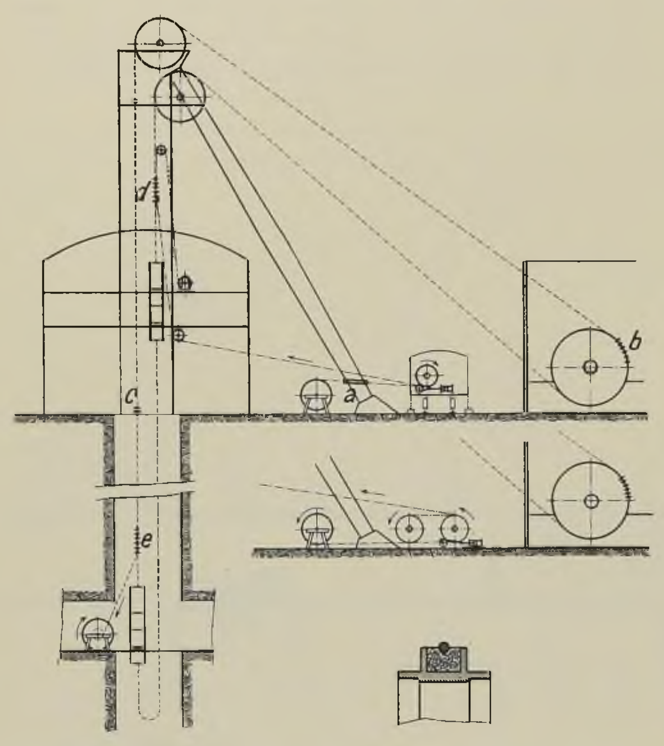


Abb. 294. Seilauflegen bei Treibscheiben mit schmalem Kranz.

Um das Unterseil **auszuwechseln**, wird der untere Förderkorb festgelegt. Das alte Unterseil wird abgeschlagen, und das neue Unterseil, das sich, auf einer schmalen Trommel aufgerollt, am Füllort befindet, wird angeschlagen. Dann wird der Förderkorb langsam hochgezogen, wobei sich das neue Unterseil abwickelt, während das alte in die Strecke gezogen oder aufgewickelt wird.

149. Auflegen des Förderseiles bei einer Treibscheibe mit schmalem Kranze. Hierbei ist eine starke Trommelwinde mit Kraftantrieb erforderlich, auf deren Trommel zunächst das neue Seil aufgerollt wird, wobei es, damit es stramm aufgewickelt wird, durch die bei *a* (Abb. 294) befindlichen Holzklemmen hindurchgezogen wird.

Beim **ersten** Auflegen des Förderseiles werden beide Förderkörbe oben festgelegt. Das Förderseil wird mittels Hilfsseiles über die eine Seilscheibe, die Treibscheibe und die andere Seilscheibe zu dem einen Förderkorb gezogen und an ihn angeschlagen. Darauf wird der Korb bis zum Füllort eingehängt und festgelegt, während das Seil an der Hängebank abgefangen wird. Dann ist das andere Seilende am zweiten Förderkorbe anzuschlagen.

Um das Förderseil **auszuwechseln**, wird der eine Förderkorb unten, der andere oben festgelegt. Das alte Förderseil wird am unteren Korbe abgeschlagen, auf der Treibscheibe (bei *b*) festgeklemmt, und dann, nachdem auf den oberen Förderkorb Hängeseil gegeben ist, überm Schachte (bei *c*) abgefangen. Nun wird das alte Seil vom oberen Förderkorbe abgeschlagen, und das neue Seil, das mittels Hilfsseils hochgezogen worden ist, wird bei *d* ans Ende des alten Seiles angeklemmt. Nachdem die Seilklemmen an der Treibscheibe (bei *b*) und an der Hängebank (bei *c*) abgenommen sind, hängt man das alte Seil mit der Winde ein und holt es durch ein Hilfsseil (bei *e*) in die Strecke, wo es entweder auf eine Trommel aufgewickelt oder durch Lokomotiven fortgezogen wird. Das neue Seil folgt nach, bis es am Füllort angelangt ist. Dann wird das neue Seil an den oberen und den unteren Förderkorb angeschlagen.

An Stelle der Trommelwinde kann man, wie es in der Abb. 294 angedeutet ist, eine Friktionswinde verwenden (Beien), wobei das neue Seil von seiner Trommel abgewickelt wird, während die Friktionswinde zugleich das alte und daran anschließend das neue Seil einhängt.

XVII. Die Dampffördermaschinen[1].

150. Allgemeines über die Anordnung, Bemessung, Führung, Sicherung und Steuerung der Fördermaschinen. Bei den großen, schnell fördernden Maschinen sitzen Trommeln und Treibscheibe auf der Maschinenachse, bei kleinen, langsamer fördernden Maschinen werden

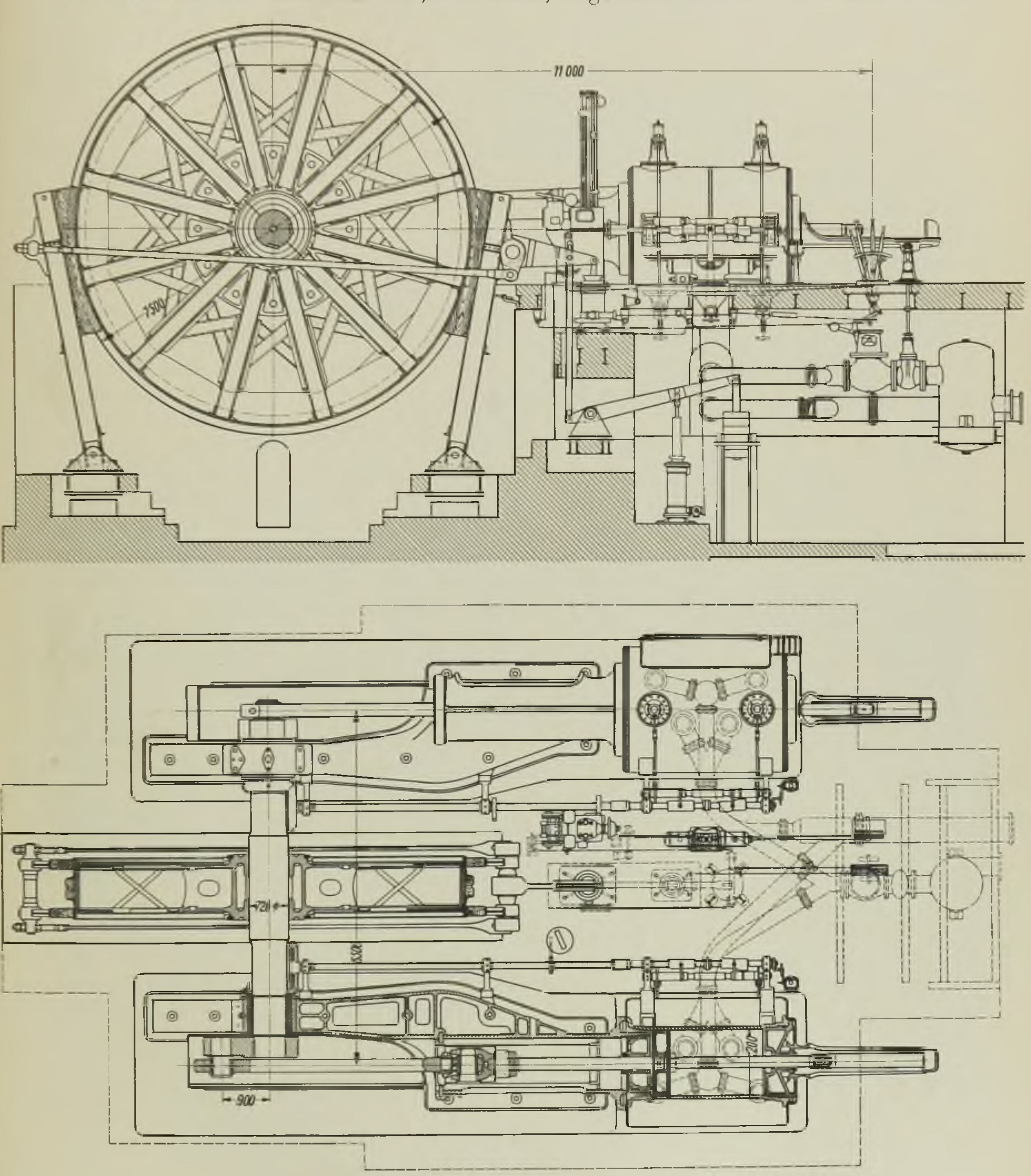


Abb. 295. Anordnung einer Dampffördermaschine.

[1] Über die Lage der Fördermaschine zum Schacht, den Seilausgleich, die Ausführung der Trommeln und Treibscheiben, den Seilrutsch bei Koepeförderung sowie über die Kraft-, Geschwindigkeits- und Leistungsverhältnisse vgl. den vorhergehenden Abschnitt. Wegen elektrischer Fördermaschinen vgl. Abschnitt XXVI.

sie durch Rädervorgelege angetrieben. Im folgenden sind nur die großen Fördermaschinen ohne Rädervorgelege betrachtet, deren Achse durch zwei um 90° versetzte Kurbeln gedreht wird. Es überwiegen Zwillingsmaschinen, deren Abdampf zu Heizzwecken oder in Zweidruckturbinen ausgenutzt wird (vgl. Ziffer 112); bei hohen Dampfdrücken und Kondensationsbetrieb sind Zwillingsverbundmaschinen am Platze. Verbundmaschinen, bei denen Hochdruck- und Niederdruckzylinder nebeneinander liegen, werden nicht mehr gebaut. Abb. 295 zeigt eine moderne Fördermaschinenanlage der Gutehoffnungshütte A.-G., Oberhausen, die für die Harpener Bergbau A.-G. (Schacht Robert Müser, Werne) geliefert worden ist. Die Fördermaschine ist für 9000 kg Nutzlast und 20 m/s Seilgeschwindigkeit bei Güterförderung aus 700 m Teufe gebaut[1].

Die Maschinenstärke ist nach den Erfordernissen bei der Anfahrt zu bemessen; dann ist zu prüfen, ob die Maschine in der ungünstigsten Stellung, d. h. mit einer Kurbel allein die beim Anheben, Verstecken, Überheben zu leistenden Drehmomente ausübt.

Die Fördermaschinen werden von Hand gesteuert. Es ist nicht nur die Fahrt zu steuern, sondern es ist auch zu manövrieren. Die Förderkörbe sind vorzusetzen und umzusetzen usw. Bei der Vorwärtsfahrt, d. h. wenn der obere Teil der Trommel dem Maschinisten fortläuft, ist der Steuerhebel nach vorn auszulegen, bei der Rückwärtsfahrt nach hinten. Damit die hohen Fördergeschwindigkeiten im Zusammenhange mit den großen Massen nicht zur Gefahr werden, muß der Fördermaschinist die Maschine sicher beherrschen. Der Teufenzeiger weist ihm, wie sich die Förderkörbe im Schachte bewegen. An einem Geschwindigkeitsmesser liest er die Geschwindigkeit ab. Um die Maschine zu hemmen, kann er mit der Steuerung Gegendampf geben. Außerdem ist die Fördermaschine mit einer starken Bremse ausgerüstet. Am gefährlichsten ist das Übertreiben, d. h. daß der Förderkorb zu hoch gezogen wird. Beim Übertreiben wird durch die Endauslösung die Bremse selbsttätig aufgeworfen. Das nützt allerdings nur, wenn die Fördergeschwindigkeit schon erheblich gemindert ist. Daß die Fördergeschwindigkeit nicht zu hoch wird und daß sie beim Auslauf der Fördermaschinen allmählich abnimmt, erzwingt, wenn der Maschinist versagt, der Fahrtregler. — Die großen Fördermaschinen haben ausschließlich Ventilsteuerungen. Ursprünglich wurden die Ventile nur durch Kulissensteuerungen bewegt; heut werden fast allgemein Knaggensteuerungen angewendet. Damit der Maschinist die Steuerung leicht verstellen kann, ist meist eine Dampfsteuerung vorgesehen. Wenn der Maschinist die Steuerung während der Fahrt in die Mittellage legt und dadurch alle Ventile schließt, wird der eingesperrte Dampf beim Rückgang des Kolbens komprimiert; um übermäßig hohe Drücke zu verhüten, soll der Dampf durch Überströmventile in die Leitung zurückgedrängt werden. Bei Maschinen, die mit großer Füllung arbeiten, ist das besonders wichtig. Sind die Überströmventile zu klein, so können sie große Drucksteigerungen nicht

Abb. 296.

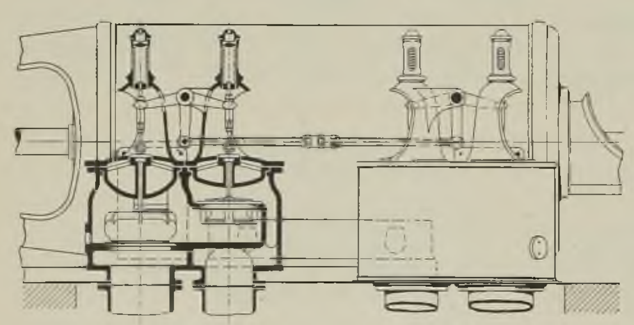


Abb. 297. Kulissensteuerung mit Ventilen.

[1] Über Leistung und Dampfverbrauch vgl. Ziffer 155.

verhüten. Abb. 296 zeigt an einem Beispiele, es handelt sich um den Hochdruckzylinder einer Verbundmaschine, wie hohe Kompressionsdrücke auftreten können.

151. Kulissensteuerungen. Die Wirkungsweise der Kulissensteuerungen ist in Ziffer 80 dargestellt. Bei Fördermaschinen wird hauptsächlich die Kulissensteuerung von

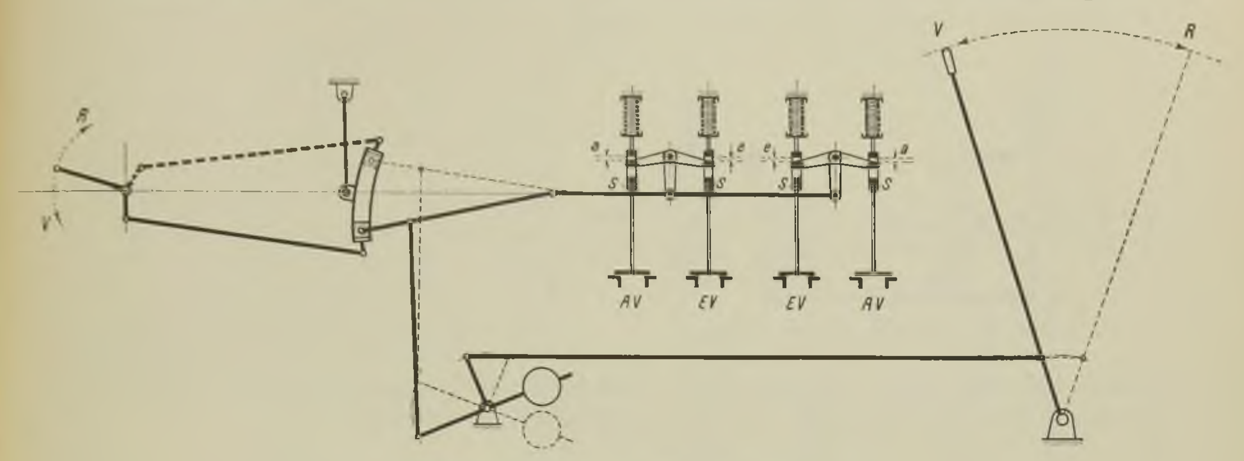


Abb. 298. Kulissensteuerung mit Ventilen.

Gooch verwendet, bei der nur der Kulissenstein zu heben oder senken ist. Für die Wirkung ist es gleich, ob die Steuerung mit einem Schieber oder mit Ventilen ausgerüstet ist. Die 4 Ventile entsprechen den 4 steuernden Kanten des Schiebers. Abb. 297 zeigt einen Zylinder mit Kulissenventilsteuerung. Abb. 298 stellt die Steuerung selbst schematisch dar. *E V* sind die Einlaßventile, *A V* die Auslaßventile. Wenn die antreibenden Hebel in der Mittellage sind, so besteht an der Einlaßsteuerung das Spiel *e*, an der Auslaßsteuerung das Spiel *a*. Das Spiel *e* entspricht der Einlaßdeckung, das Spiel *a* der Auslaßdeckung des einfachen Muschelschiebers[1]. Mit Hilfe der Verschraubungen *S* kann man die Größe von *a* und *e* einstellen und die Dampfverteilung beeinflussen, zuweilen leider mit dem Erfolge, daß die Vorein- und die Vorausströmung fortgenommen werden und man eine sehr ungünstige Dampfverteilung erhält.

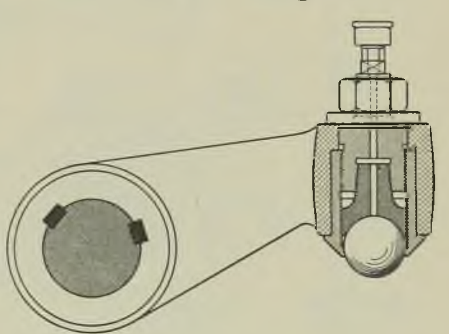


Abb. 299. Kugelkopf für Knaggensteuerung.

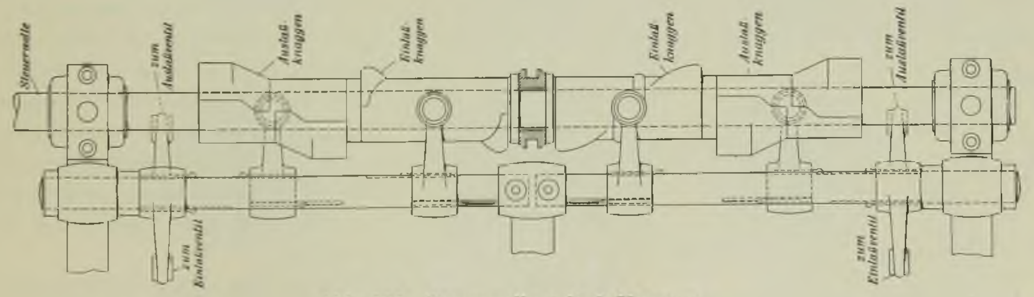


Abb. 300. Steuerwelle mit 8 Knaggen.

Bei den Kulissensteuerungen müssen die Ventile seitlich des Zylinders angeordnet werden, so daß der Dampf durch denselben Kanal ein- und ausströmt. Bei kleineren

[1] Vgl. Ziffer 78.

Füllungen öffnet die Kulissensteuerung die Ventile nur wenig, infolgedes der Dampf gedrosselt wird. Beim Manövrieren muß man, damit die Maschine anpackt, die Steuerung weit auslegen.

152. Knaggensteuerungen. Bei den Knaggensteuerungen werden die Ventile der Fördermaschine durch unrunde Körper, sogenannte Knaggen oder Nocken, angetrieben, die auf der neben dem Zylinder liegenden Steuerwelle sitzen. Nockensteuerungen hat man auch bei gewöhnlichen Dampfmaschinen und bei Gasmaschinen. Das Besondere der bei den Fördermaschinen verwendeten Knaggensteuerungen ist, daß sich das Knaggenprofil nicht nur in radialer, sondern auch in axialer Richtung ändert, weswegen die von den Knaggen betätigten Antriebhebel der Ventile Kugelköpfe gemäß Abb. 299 haben. Der Maschinist verschiebt die Knaggen axial und ändert dadurch die Dampfverteilung je nach dem wirksamen Knaggenprofil.

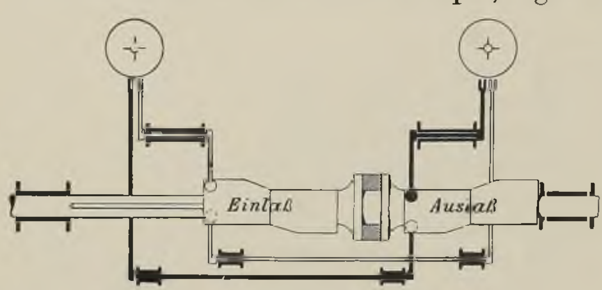


Abb. 301. Steuerwelle mit 4 Knaggen.

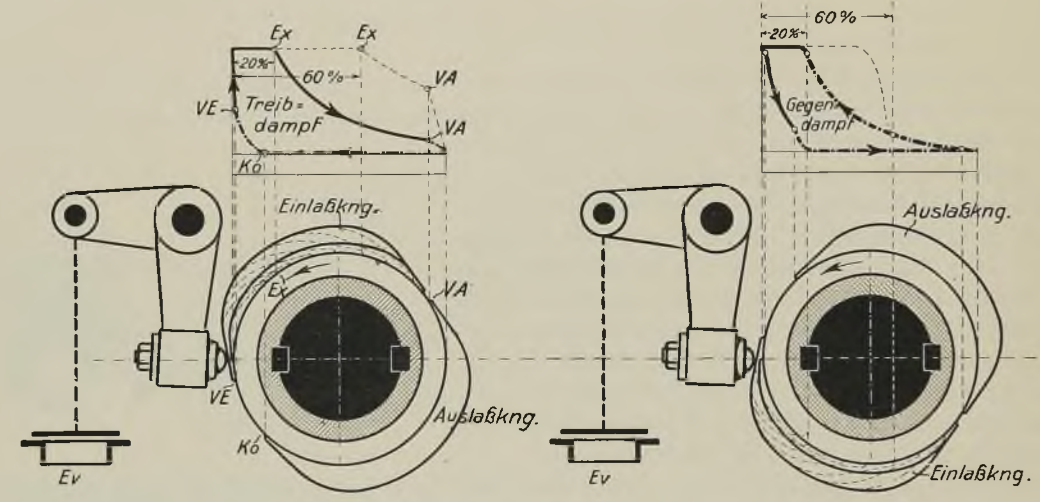
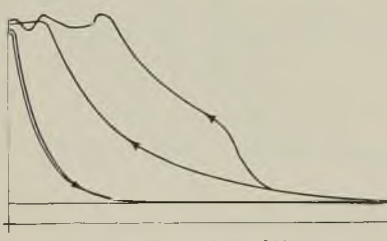


Abb. 302. Wirkungsweise der Knaggensteuerung.

Bei Knaggensteuerungen ordnet man, wie bei der normalen Dampfmaschine, die Einlaßventile oben, die Auslaßventile unten am Zylinder an. Jedes Ventil braucht zwei Knaggen: eine Vorwärts- und eine Rückwärtsknagge, so daß zu einem Zylinder 8 Knaggen gehören. Abb. 300 (Isselburger Hütte) zeigt eine Steuerwelle mit 8 Knaggen. Man kommt aber mit 4 Knaggen aus, wenn man jede Knagge nach der schematischen Abb. 301 doppelt ausnutzt, indem dieselbe Knagge erst ein Ventil auf der einen Zylinderseite, dann, eine halbe Umdrehung später, das entsprechende Ventil auf der anderen Zylinderseite betätigt.


Abb. 303. Gegendampfdiagramm (Isselbürger Hütte).

Vorwärts- und Rückwärtsknaggen liegen, im Qerschnitt betrachtet, symmetrisch zueinander. Im linken Teile der Abb. 302 sind für eine Zylinderseite die Einlaß- und die Auslaßknagge für die Vorwärtsfahrt und im rechten Teile die Einlaß- und die Auslaßknagge für die Rückwärtsfahrt gezeichnet. Die Ventilhebel — es ist nur der Hebel des Einlaßventiles gezeichnet, während man sich den Hebel des Auslaßventils dahinter den-

ken muß — liegen in der Symmetrielinie den Knaggen an. Bei der gezeichneten Lage der Steuerung befindet sich die Kurbel in einer Totlage. Die durch die Knagge je nach ihrem wirksamen Profile verursachte Dampfverteilung erhält man, indem man, wie es in der

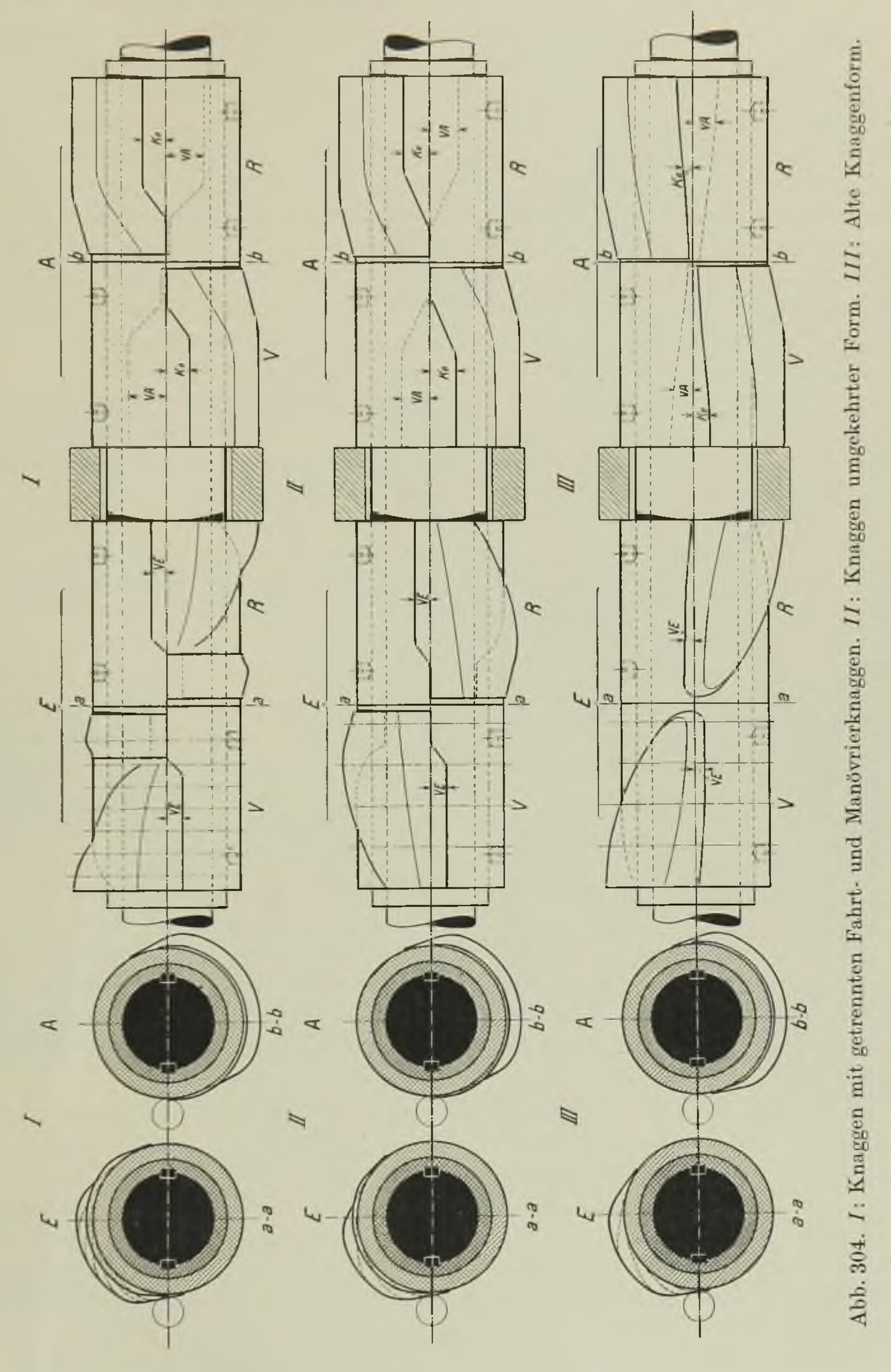


Abb. 304. *I*: Knaggen mit getrennten Fahrt- und Manövrierknaggen. *II*: Knaggen umgekehrter Form. *III*: Alte Knaggenform.

Abb. 302 dargestellt ist, die Punkte, wo das wirksame Knaggenprofil beginnt und aufhört, nach oben lotet. Beginn und Ende der Einlaßknaggen bedeuten Voreinströmung und Expansionsbeginn, Beginn und Ende der Auslaßknaggen bedeuten Vorausströmung und Kompressionsbeginn. Im linken Teile der Abb. 302 ist veranschaulicht, welches Treibdampfdiagramm bei 20% und 60% Füllung entsteht, im rechten Teil, welches

Gegendampfdiagramm man erhält, wenn man, während die Maschine weiter vorwärts läuft, die Rückwärtsknaggen vor die Ventilhebel schiebt. Mit Knaggensteuerungen erzielte günstige Gegendampfdiagramme, bei denen Dampf aus einem Dampfspeicher angesaugt, verdichtet und in die Leitung zurückgedrückt wird, zeigt Abb. 303.

Während bei den Kulissensteuerungen die einzelnen Abschnitte der Dampfverteilung in gewisser Abhängigkeit voneinander sind, kann man bei den Knaggensteuerungen, bei denen jedes Ventil durch eine besondere Knagge angetrieben wird, die Dampfverteilung beliebig gestalten. Die ursprünglichen Knaggen waren aber so unvorteilhaft geformt, daß die gewollte Dampfersparnis nicht erreicht wurde; ferner waren die mit diesen Knaggen ausgerüsteten Fördermaschinen schwer zu regieren. Erst durch die Knaggen umgekehrter Form[1] wurden mit einem Schlage vorzügliche Dampfverteilung und bequeme Handhabung erreicht. In Verbindung mit Fahrtreglern wird eine Knaggenform gebraucht, die für das Manövrieren besondere Vorknaggen hat, auf welche die Fahrtknaggen folgen. Die drei Knaggenarten, die sich hauptsächlich in der Form der Einlaßknaggen unterscheiden, sind in der Abb. 304 in der Ansicht und im Querschnitt dargestellt. *E* sind Einlaß-, *A* sind Auslaßknaggen, *V* sind Vorwärts-, *R* sind Rückwärtsknaggen.

Die alte Knaggenform ist unter *III* dargestellt. Wenn man den Steuerhebel auslegt, hat man erst kleine, dann große Füllung; um zu manövrieren, muß man also weit auslegen. Mit Rücksicht auf das Manövrieren geben die Einlaßknaggen nur wenig Voreinströmung, die Auslaßknaggen nur wenig Vorausströmung und Kompression, so daß die Dampfverteilung schlecht ist. Bei der umgekehrten, unter *II* dargestellten Knaggenform erhält man, wenn man die Steuerung auslegt, erst volle Füllung ohne *VE* und ohne *VA* mit kleinem Ventilhub, dann große Füllung mit großem Ventilhub, aber mit *VE*, *VA* und *Ko*, dann nimmt die Füllung ab, bis sie bei größter Auslage den kleinsten Wert erreicht. Für mäßige Dampfdrücke und für Maschinen ohne Fahrtregler ist die umgekehrte Form sehr geeignet; beim Manövrieren braucht man die Steuerung nur wenig auslegen, und bei ganzer Auslage fährt die Maschine vorteilhaft mit Expansion. Die unter *I* dargestellte, in Verbindung mit Fahrtreglern gebräuchliche Knaggenform hat innen für das Manövrieren Vorknaggen, die volle Füllung mit kleinem Ventilhub geben und weder *VE*, noch *VA* und *Ko* einstellen. Legt man weiter aus, kommen die Fahrtknaggen zur Wirkung, die erst kleine, dann große Füllung geben, dabei *VE* sowie *VA* und *Ko* einstellen. Abb. 305 zeigt diese Knaggenform in der Abwicklung; *m* sind die zum Manövrieren dienenden Vorknaggen.

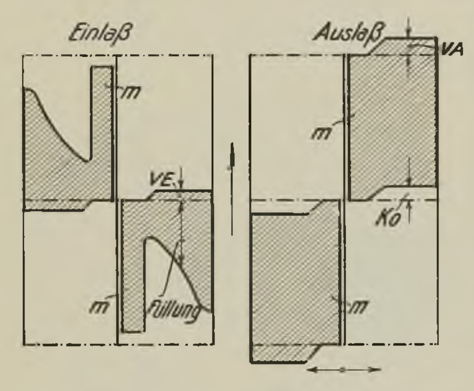


Abb. 305. Abwicklung der Knaggensteuerung mit Vorknaggen.

153. Die Dampfsteuerung. Bei großen Fördermaschinen wird in der Regel eine Dampfsteuerung angeordnet, so daß der Maschinist nicht die Fördermaschinensteuerung, sondern nur den leicht beweglichen Kolbenschieber eines Dampfzylinders zu verstellen hat, dessen Kolben die Fördermaschinensteuerung verstellt. Abb. 306 (Prinz Rudolphhütte) zeigt die Dampfsteuerung in Verbindung mit einer Knaggensteuerung. Der Schieber des Hilfszylinders greift an dem ein wenig verschiebbaren Drehpunkt eines doppelarmigen Hebels an, der an seinem unteren Ende mit dem Steuerhebel, am oberen mit der Kolbenstange des Hilfszylinders verbunden ist. Bewegt man den Steuerhebel, so folgt der Kolben des Dampfzylinders dank der „Rückführung", die durch die Verbindung mit der Kolbenstange des Dampfzylinders geschaffen ist, in derselben Weise, wie es bei den indirekten Reglern, vgl. Ziffer 71, dargelegt war. Abb. 307 veranschaulicht den Verstellvorgang im einzelnen. Wird der Hilfszylinder, wie es bei den Dampffördermaschinen immer der Fall ist, mit

[1] D.R.P. 10237 vom Jahre 1879 (Buschmann).

Dampf betrieben, so muß er, damit die Steuerung ruhig arbeitet, mit einem Ölzylinder verbunden werden, der durch eine einstellbare Überströmöffnung Öl von einer zur anderen Zylinderseite preßt.

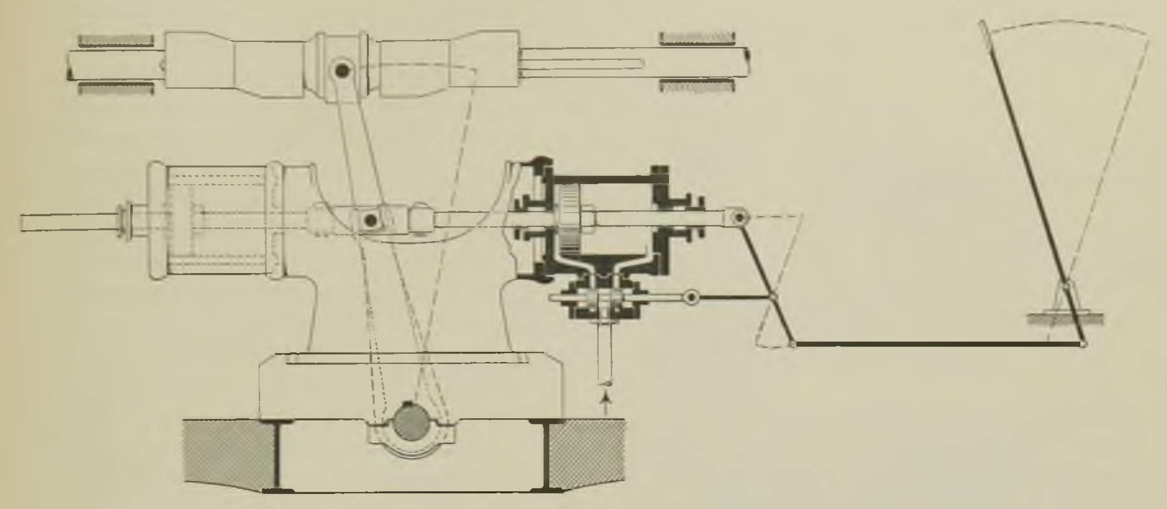


Abb. 306. Dampfsteuerung der Fördermaschine.

154. Die Steuerungen der Verbundfördermaschinen. Während bei den in einem Sinne umlaufenden Verbundmaschinen die Niederdruckfüllung unveränderlich ist, muß bei den Verbundfördermaschinen sowohl die Hochdruckfüllung als die Niederdruckfüllung geändert werden, der Größe und dem Sinne nach. Durch Kulissensteuerungen werden Hochdruck- und Niederdruckzylinder genau gleich gesteuert; bei Knaggensteuerung gibt man dem Niederdruckzylinder größere Füllung. Haben nämlich Hochdruck- und Niederdruckzylinder gleich große Füllung, so ist der absolute Aufnehmerdruck bei dem Zy-

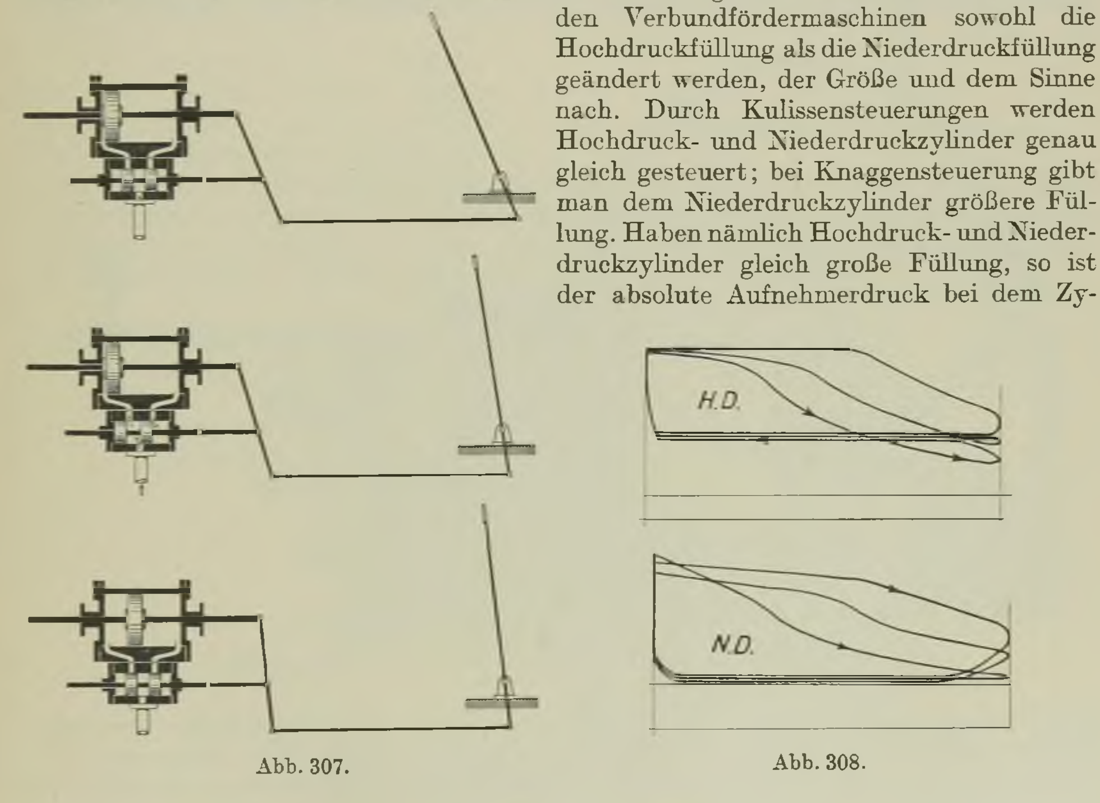


Abb. 307. Abb. 308.

linderverhältnis 1:2 halb so groß, beim Zylinderverhältnis 1:3 ein Drittel so groß wie der absolute Anfangsdruck im Hochdruckzylinder. Bei kleinen Füllungen erhält man dann Schleifenbildung im Hochdruckzylinder, Abb. 308, die man bei Knaggensteuerung ver-

meidet oder verringert, indem man, wie gesagt, die Niederdruckknaggen so formt, daß bei den kleinen Füllungen die Niederdruckfüllung größer als die Hochdruckfüllung ist.

155. Der Dampfverbrauch der Fördermaschinen. Alte Fördermaschinen mit unzweckmäßigen Steuerungen waren Dampffresser, die bis 50 kg Dampf für die Schachtpferdestunde[1] brauchten. Durch die Steuerungen mit Knaggen umgekehrter Form, die günstige Dampfverteilung ermöglichen, wurde der Dampfverbrauch auf die Hälfte herabgedrückt. Bei modernen, gemäß Abb. 309, gut geregelten Zwillingsauspuffmaschinen, die mit hochgespanntem, überhitztem Dampf betrieben werden, sind bei flotter Förderung 15 bis 18 kg, bei Zwillingsverbundmaschinen mit Kondensation 12 bis 14 kg Dampfverbrauch für die Schachtpferdestunde erreichbar. Der Auspuffdampf der Zwillingsmaschine ist in Abdampfturbinen oder für Heizzwecke ausnutzbar. Die in Abb. 295 dargestellte Fördermaschine der Schachtanlage Robert Müser hat bei 700 m Teufe eine stündliche Förderleistung von 319 t. Beim Auspuff ins Freie ist der Verbrauch 12,5 kg Dampf von 9 atü, 250° C oder 10,5 kg Dampf von 11 atü, 350° C. Wird die Maschine an eine Abdampfanlage mit 1,3 ata Gegendruck angeschlossen, so steigt der Dampfverbrauch für die Schachtpferdestunde auf 13,0 bzw. 11,0 kg.

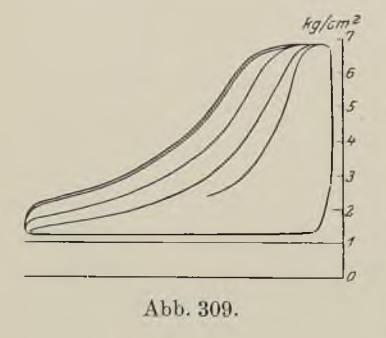


Abb. 309.

156. Die Bremsen der Fördermaschinen. Bei den großen Fördermaschinen werden ausschließlich Doppelbackenbremsen angewendet. Es sind immer 2 Bremskränze, also 2 Bremsbackenpaare vorhanden. Die aus Holz bestehenden Bremsbacken sind in schräg stehenden Stützen aus Profileisen angebracht, die auseinander streben, wenn die Bremsbacken nicht angepreßt sind. Die Bremsbacken werden durch Zugstangen zusammengezogen, welche durch den in den Bremsstützen gelagerten Bremshebel mit großer Übersetzung gespannt werden. Ist der Bremshebel ein Winkelhebel, wie bei den in den Abb. 310 und 313 dargestellten Anordnungen, so werden die Bremsbacken mit gleichem Drucke angepreßt.

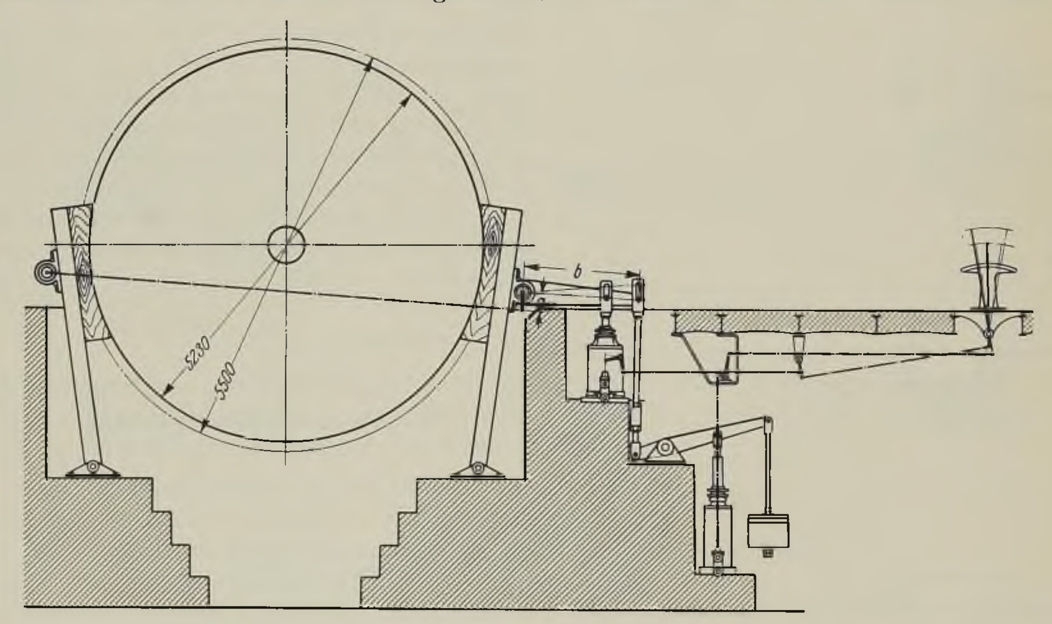
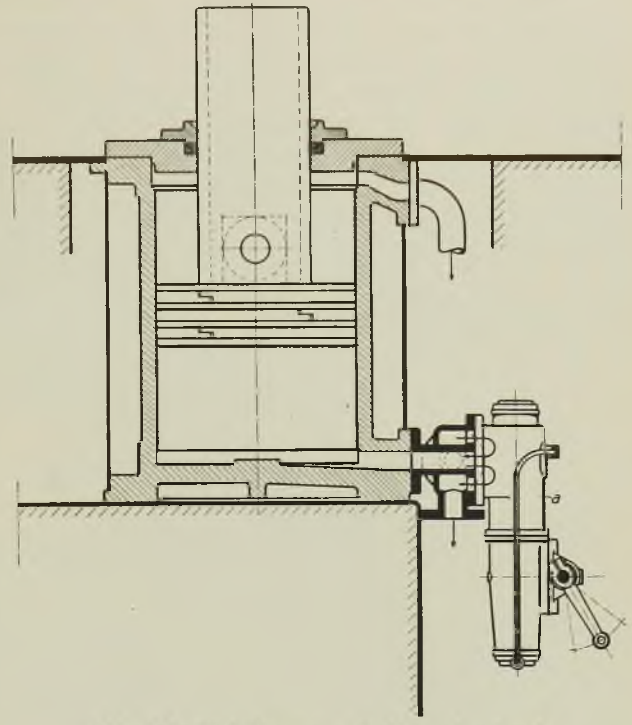


Abb. 310. Dampfbremse mit besonderem Fallgewicht (Isselburger Hütte).

[1] Die Schachtpferdestunde wird auf die gehobene Nutzlast bezogen.

Am langen Arme des Bremshebels greifen der Dampfzylinder der Fahrbremse und das Fallgewicht der Sicherheitsbremse an, vgl. auch die spätere Abb. 319. Beim Manövrieren arbeitet der Maschinist mit der Dampfbremse, deren Steuerung er durch den Bremshebel betätigt. Das Fallgewicht wird von einem Haltezylinder hochgehalten, solange unter dessen Kolben Dampf steht. Wird der Dampf durch die vom Führerstande aus zu betätigende Steuerung abgelassen, so geht der Kolben des Haltezylinders nebst dem Fallgewicht nieder, wodurch die Bremse aufgelegt wird. Wenn die Dampfbremse versagt oder wenn sie instand gesetzt wird, ist die Fallgewichtbremse aufzulegen.


Abb. 311. Einlaßbremse mit Bremsdruckregler.

Es kommt auch vor, z. B. beim Übertreiben, daß der Bremszylinder und das Fallgewicht mit vereinten Kräften die Bremsbacken anpressen. Um das Fallgewicht zu heben, läßt man in den Hubzylinder wieder Dampf einströmen. Sinkt der Dampfdruck zu weit oder verschwindet er infolge Rohrbruches, so geht das Fallgewicht selbsttätig nieder.

Die Dampfbremse wird als Einlaß- oder als Auslaßbremse ausgeführt. In den Abb. 310, 311 und 319 sind Einlaßbremsen dargestellt. Abb. 312 zeigt eine Auslaßbremse. Bei der gezeichneten Auslaßbremse wird die Bremse aufgelegt, wenn der unter dem Drucke des Frischdampfes stehende Kolben des Bremszylinders nach rechts getrieben wird, indem auf der entgegengesetzten Zylinderseite durch die vom Bremshebel bewegte Steuerung der Dampf abgelassen wird.

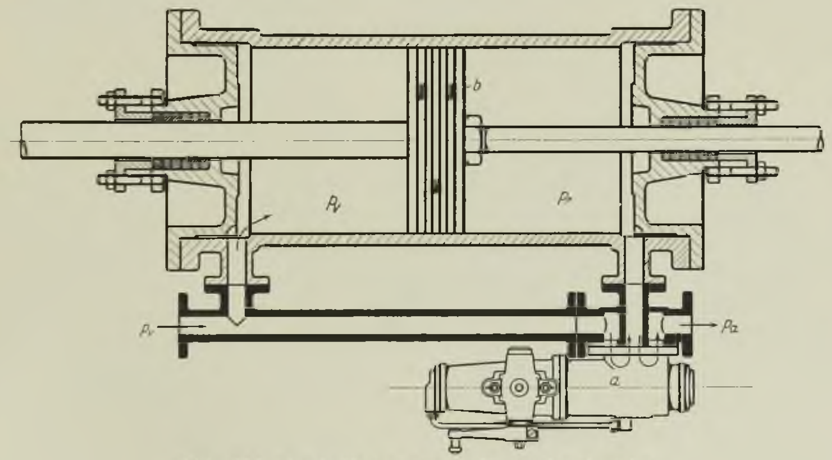

Abb. 312. Auslaßbremse mit Bremsdruckregler.

Abb. 313 zeigt die Anordnung der schnellschließenden Fahr- und Sicherheitsbremse der Siemens-Schuckert-Werke, die ursprünglich für Drehstromfördermaschinen bestimmt war, aber heute auch als Dampffördermaschinenbremse gebraucht wird. Sie besteht im

wesentlichen aus dem Fahr- und Sicherheitsbremszylinder, dessen Kolben sowohl beim Arbeiten der Bremse als Fahr- wie als Sicherheitsbremse in Tätigkeit tritt. Die Steuerung dieses Kolbens erfolgt über den Bremsdruckregler (vgl. Ziffer 157). Auf dem Kolben ist der Drehpunkt des Hebels *a* gelagert, an dessen einem Ende das Fallgewicht der Sicherheitsbremse angreift, das durch den Haltezylinder in der Schwebe gehalten wird. Am anderen Ende greift die Verbindung zum Hauptbremshebel *b* an. Soll die Bremse als Fahrbremse arbeiten, so wird entsprechend der Auslage des Fahrbremshebels ein bestimmter Druck im Arbeitszylinder eingestellt, der den Kolben hebt, wobei sich der Hebel *a* um den rechten Endpunkt dreht, der vom Haltezylinder festgelegt ist. Durch den Hebel *b* wird dabei die Bremse angezogen. Arbeitet die Bremse als Sicherheitsbremse, so wird der Druck aus dem Haltezylinder abgelassen, während gleichzeitig durch den Druckregler Druck unter den Arbeitskolben gegeben wird. Damit wird gewissermaßen der

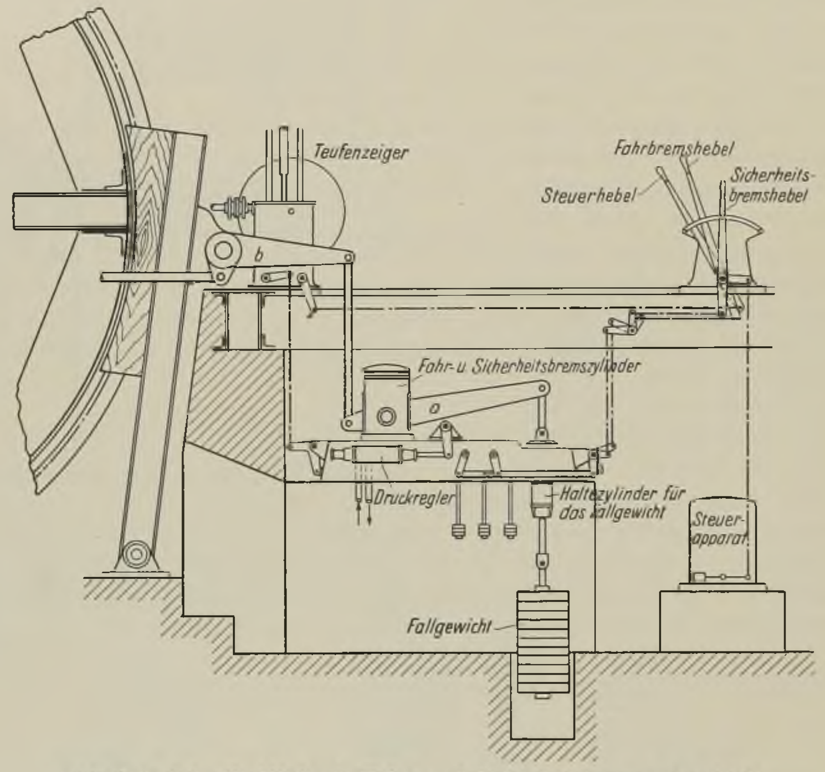


Abb. 313. Schnellschließende Fahr- und Sicherheitsbremse der SSW.

Drehpunkt des Hebels *a* am Arbeitskolben zum Festpunkt, und die Bremskraft wird nur durch das Bremsgewicht bestimmt. Infolge der kurzen Schließzeit der Bremsbacken durch den Kolben des Arbeitszylinders und der geringen bewegten Massen wird die Bremse bereits geschlossen, ehe das Fallgewicht absinken kann. Da das Bremsgewicht keinen Weg zurücklegt, sind schädliche Stöße durch Massenwirkungen vermieden, trotz kürzester Schließzeit. Ein weiterer Vorteil der Bremse liegt darin, daß beim gleichzeitigen Arbeiten als Fahr- und als Sicherheitsbremse immer nur der Bremsdruck einer Bremse wirksam werden kann, wodurch Überlastungen der Gestänge und zu scharfes Bremsen der Maschine ausgeschlossen sind.

157. Bremsdruckregler. Früher hatte man nur Volldruckbremsen, so daß man es nach Möglichkeit vermied, die Bremse während der Fahrt aufzuwerfen. Mit einem Bremsdruckregler aber, der nach Art eines Druckminderventils wirkt, ist der Bremsdruck einstellbar derart, daß er erst gering ist, dann um so größer wird, je weiter man den Bremshebel auslegt. Man kann also, indem man den Bremshebel nur ein wenig auslegt, die Bremse sanft

auflegen, so daß kein Bedenken besteht, sie während der Fahrt anzuwenden. Nach den neuen, bergpolizeilichen Vorschriften müssen alle Fördermaschinen, bei denen die Seilfahrtgeschwindigkeit 4 m/s übersteigt, regelbare Bremsen (Schleifbremsen) haben.

In Abb. 314 ist der Schönfeldsche Bremsdruckregler in der für Einlaßbremsen bestimmten Form schematisch dargestellt. Es sind zwei Schieber vorhanden: der innere a, der durch den Bremshebel bewegt wird und dessen Stellung die Größe des Bremsdruckes bestimmt, und der äußere Schieber b mit dem Bunde c. Auf die innere Stirnfläche des Bundes c wirkt der geregelte Bremsdruck p_r, während die äußeren Stirnflächen beider Schieber unter atmosphärischem Drucke stehen.

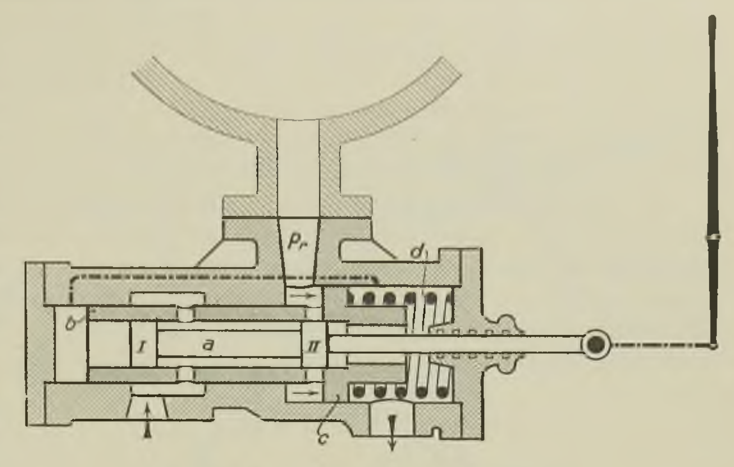


Abb. 314. Bremsdruckregler von Schönfeld.

Die Feder d wirkt dem von innen auf den Bund c ausgeübten Überdruck entgegen und bringt den äußeren Schieber b, wenn der innere Schieber a verstellt worden ist, in die durch die Abb. 314 gekennzeichnete Lage, bei welcher der Bund II des inneren Schiebers die zum Bremszylinder führenden Öffnungen des äußeren Schiebers überdeckt und bei der sich im Bremszylinder ein Druck einstellt, welcher der Spannung der Feder d entspricht und der gehalten wird, auch wenn der Frischdampfdruck schwankt. Verstellt man Schieber a z. B. nach links, so strömt aus dem Bremszylinder Dampf ab, und Schieber b wird nach links getrieben, bis er den Auslaß absperrt, wobei p_r in dem Maße zurückgeht, wie sich die Feder d entspannt.

Abb. 315 zeigt den Iversenschen Bremsregler in der für Auslaßbremsen bestimmten Form. Wie der Bremsregler am Bremszylinder angebracht ist, veranschaulicht Abb. 312. Der Frischdampfdruck p_v treibt, um die Bremse anzuziehen, den Bremskolben nach rechts. Auf der entgegengesetzten Kolbenseite wirkt der geregelte Druck p_r. Je größer der Druckunterschied $p_v - p_r$, um so stärker wird

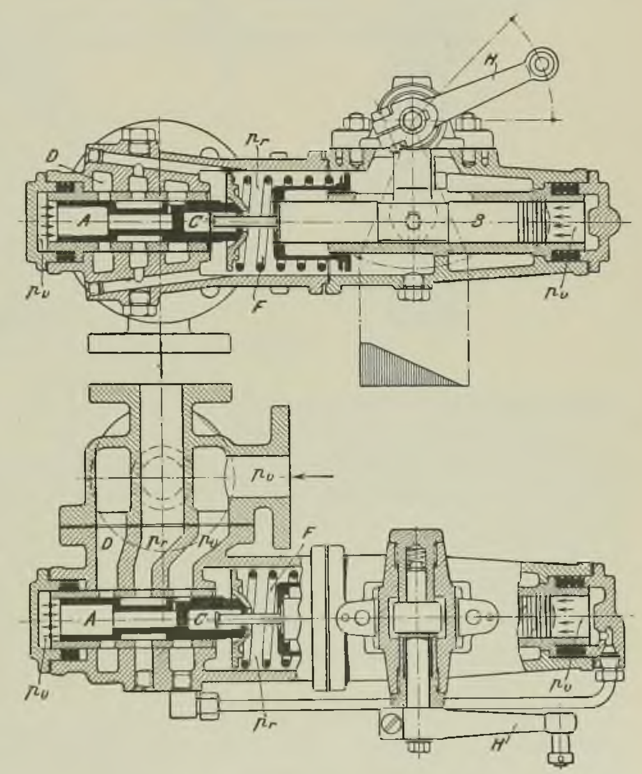


Abb. 315. Bremsdruckregler von Iversen.

gebremst. Dieser Druckunterschied wird durch den Bremsregler eingestellt und gehalten, auch wenn sich der Frischdampfdruck ändert. Auf die äußeren Stirnflächen des Schiebers A und des Hilfskolbens B wirkt der Frischdampfdruck p_v, auf die inneren wirken der geminderte Druck p_r und die Kraft der Feder F, die der Maschinist durch den mit

dem Bremshebel verbundenen Hebel H mehr oder weniger zusammendrückt. Ist f der der Federspannung entsprechende Dampfdruck, so ist Gleichgewicht, wenn $p_v = p_r + f$ oder $p_v - p_r = f$ ist. Wird die Feder des Bremsreglers stärker gespannt, indem man den Kolben B nach links schiebt, so öffnet der Schieber A den Auslaß D so lange, bis p_r um ebensoviel kleiner geworden ist, wie f größer. Steigt der Frischdampfdruck, so schiebt er den Schieber A nach rechts, so daß frischer Dampf in den Raum mit dem geregelten Druck eintritt, so lange, bis wieder $p_v - p_r = f$ ist. Der wirksame Bremsdruck ist also, auch wenn der Frischdampfdruck schwankt, durch die Spannung der Feder f bestimmt. Die Anwendung bei der Einlaßbremse zeigt Abb. 311.

158. Die Berechnung der Bremsen[1]. Aus dem Drucke, mit dem die Bremsbacken gegen den Bremskranz gepreßt werden, rechnet sich die Bremskraft, indem man den Anpressungsdruck mit der Reibungszahl multipliziert. Meist ist der Bremskranz ein wenig kleiner als der von Seilmitte zu Seilmitte gemessene Durchmesser der Trommel oder der Treibscheibe. Dann ist die Bremskraft auf den Trommel- oder Treibscheibendurchmesser nach dem umgekehrten Hebelverhältnis umzurechnen. Die Reibungszahl ist bei glatt ge-

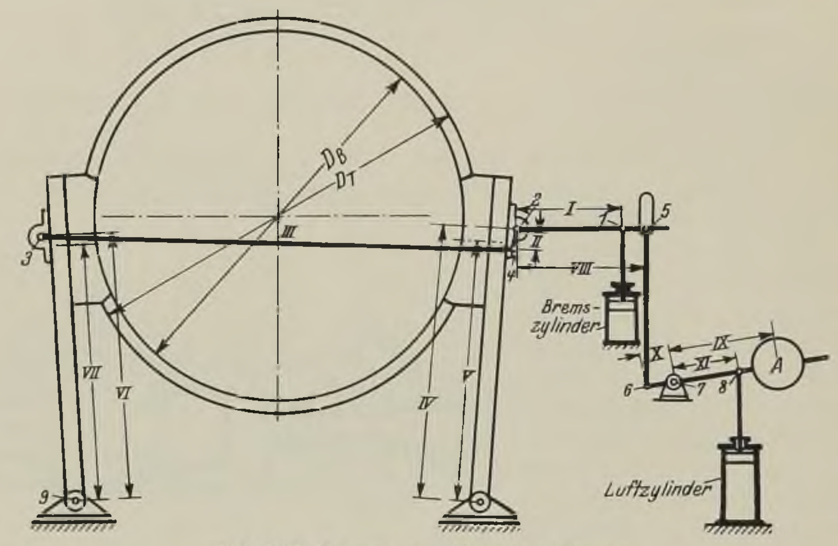


Abb. 316. Schema zur Bremsberechnung.

schlichteten Bremskränzen mit $\mu = 0{,}4$ und bei nicht abgedrehten Bremskränzen mit $\mu = 0{,}3$ in Anrechnung zu bringen.

Es war üblich, die Fahrbremse so zu berechnen, daß sie die normale Nutzlast mit 4- bis 5facher Sicherheit hält, während die Fallgewichtsbremse schwächer bemessen wurde. Heute gilt, daß sowohl die Fahrbremse wie die Sicherheitsbremse die größte vorkommende Überlast mit wenigstens 3facher statischer Sicherheit halten müssen; außerdem muß die Fahrbremse beim Einhängen größter Last eine Verzögerung von mindestens 2 m/s^2 bewirken können. Für Treibscheibenförderung besteht bezüglich der Sicherheit der Sicherheitsbremse die Einschränkung, daß die Seilrutschgrenze nicht überschritten werden darf[2].

Die durch Bremsung erzwungene Verzögerung ist aus der auf das Seil bezogenen Bremskraft P und aus der Größe m der auf das Seil bezogenen bewegten Massen zu rechnen. Ist z. B. $P = 18\,000$ kg und $m = 6000$ kg s^2/m, so ist die Bremsverzögerung $b = 18\,000 : 6000 = 3$ m/s^2. Fällt die Bremse bei v m/s Geschwindigkeit auf, so ist der Bremsweg $= v^2 : 2\,b$ m. Außer der Bremse hemmen positive Nutzlast und die Reibung im Schachte

[1] Vgl. Herbst, H.: Berechnungen auf Anträge auf Seilfahrtgenehmigung. Fördermaschinenbremsen. Bergbau 1928, S. 609.
[2] Vgl. Ziffer 138.

und in der Maschine, während negative Nutzlast treibt. Erhält die Maschine noch Dampf, liegen die Verhältnisse ganz anders. Meist sind die Fördermaschinen so stark, daß sie beim Einhängen von Lasten die Trommel oder Treibscheibe unter der Bremse durchziehen. Wie weit die Förderkörbe beim Überfahren der Hängebank übergetrieben werden, hängt außer von der Übertreibgeschwindigkeit davon ab, wie die Förderkörbe belastet sind und ob die Maschine noch vom Dampf getrieben wird oder nicht. Bei einer dampflos übergetriebenen Koepeförderung ergaben sich etwa die in Abb. 317 dargestellten Verhältnisse.

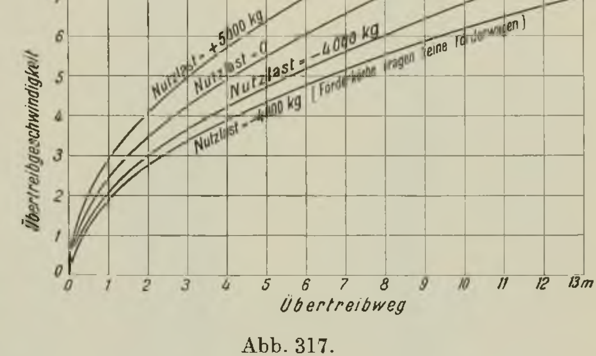


Abb. 317.

Für die Berechnung der Bremsen nach Abb. 316 mögen folgende Bezeichnungen gelten:

K Kolbenkraft des Bremszylinders,
A Fallgewicht der Sicherheitsbremse,
D_B Durchmesser des Bremskranzes,
D_T Durchmesser der Treibscheibe (auf Seilmitte bezogen),
μ Reibungszahl für Bremskränze,
N größte Nutzlast eines Korbes,
m auf Seilmitte bezogene Summe aller bewegten Massen,
I bis XI Hebellängen lt. Schema.

Für die Fahrbremse ergibt sich dann die auf Seilmitte bezogene Bremskraft

$$B_F = \mu \cdot K \cdot \frac{I}{II} \cdot \left(\frac{IV}{V} + \frac{VI}{VII}\right) \cdot \frac{D_B}{D_T}.$$

Bei 3facher Sicherheit gegen die größte Überlast muß sein

$$B_F \geqq 3 \cdot N.$$

Die Bremskraft B_F bewirkt die Bremsverzögerung $b_F = \frac{B_F - N}{m}$, wenn die Nutzlast der Bremskraft entgegen gerichtet ist.

Die Bremskraft der Sicherheitsbremse (Fallgewichtsbremse) wird entsprechend

$$B_S = \mu \cdot A \cdot \frac{IX}{X} \cdot \frac{VIII}{II} \cdot \left(\frac{IV}{V} + \frac{VI}{VII}\right) \cdot \frac{D_B}{D_T}.$$

Für Trommelmaschinen besteht wieder die Beziehung

$$B_S \geqq 3 \cdot N,$$

während bei Treibscheibenmaschinen B_S so gewählt werden muß, daß die hervorgerufene Verzögerung nicht die Grenzverzögerung überschreitet, bei der Seilrutsch eintritt[1]. Die Bremsverzögerung muß werden

$$b_S = \frac{B_S - N}{m} \leqq b_2.$$

Die Bremskraft wird durch Zapfenreibung im Gestänge und weiterhin dadurch verringert, daß einzelne Hebel durch ihr Eigengewicht der Bremskraft entgegenwirken, was bei der Rechnung zu berücksichtigen ist.

159. Teufenzeiger und Endauslösung der Bremse. Die Teufenzeiger sind in der Regel, wie es Abb. 318 veranschaulicht, zweispindlig. Die Spindeln, die von der Fördermaschine her angetrieben werden, bewegen Wandermuttern, von denen die eine Stellung und Bewegung des einen Förderkorbes, die andere Stellung und Bewegung des andern Förderkorbes anzeigt. Die hochgehende Wandermutter schlägt, wenn die Fördermaschine noch mindestens 2 Umgänge bis zur Beendigung des Treibens zu machen hat, eine Schelle an,

[1] Vgl. Ziffer 138.

indem der federnde Klöppel e gespannt und wieder freigegeben wird; die niedergehende Wandermutter dreht, wenn die Hängebank überfahren wird, die Klinke c, so daß das gezeichnete Gewicht niedergeht und durch die Stange d die Fördermaschinenbremse auslöst. Jede Spindel ist mit ihrem Antriebe durch eine fein gezahnte Klauenkupplung verbunden, die man mit einem der beiden Hebel a ausrücken kann, um die Spindel zu verstellen oder, wie beim Seilauflegen, auszurücken. Abb. 319 zeigt den Zusammenhang zwischen Teufenzeiger, Bremse und Endauslösung. In der Regel wird die Dampfbremse ausgelöst, weil sie am schärfsten und schnellsten wirkt.

Abb. 318. Zweispindliger Teufenzeiger.

160. Allgemeines über Sicherheitsvorrichtungen und Fahrtregler. Die beim Übertreiben vom Teufenzeiger ausgelöste Bremse vermag die Fördermaschine nicht rechtzeitig stillzusetzen, wenn diese zu schnell einfährt. Deshalb hat man Sicherheitsvorrichtungen geschaffen, die die Bremse auch beim Überschreiten der Höchstgeschwindigkeit und bei zu schnellem Einfahren auslösen. Eine große Verbreitung hat der Baumannsche Sicherheitsapparat gefunden, bei dem ein stark statischer Fliehkraftregler mit der niedergehenden Wandermutter des Teufenzeigers zusammenwirkt[1]. Eine andere Ursache für das Übertreiben ist, daß verkehrt angefahren wird. Es ist Aufgabe des Anfahrreglers, verkehrtes Anfahren zu verhüten. Der Steuerhebel wird durch die Nocken a, Abb. 320, etwa 20 bis 30 m vor dem Ende des Förderzuges in die Mittellage gedrängt, so daß man im Fahrtsinne Frischdampf nur geben kann, indem man die vorgespannte Feder b zusammenpreßt. Der Maschinist behält also, wie es sein muß, die Möglichkeit, über die Hängebank hinauszufahren, ist aber gewarnt, daß er zu hoch fährt oder verkehrt anfährt.

Wenn eine Sicherheitsvorrichtung während der Fahrt die Bremse mit voller Kraft aufwirft, so ist das ein Gewaltmittel, das unter Umständen einen Seilbruch hervorrufen kann. Daher muß jede Fördermaschine mit mehr als 6 m/s Seilfahrtgeschwindigkeit mit einem Fahrtregler ausgerüstet sein, der erst die Steuerung zurücklegt, bevor als letztes Mittel die Bremse herangezogen wird. In einem solchen Fahrtregler sind die einzelnen Sicherungen: die Endauslösung, der Anfahrregler und die während der Fahrt erfolgende Einwirkung auf Steuerung und Bremse vereinigt. Außerdem soll der Fahrtregler nicht nur sichern, sondern auch wirtschaftliche Führung erwirken. Während ursprünglich große Freiheit bestand, wie man die Fahrtregler baute und ausgestaltete, sind jetzt die Anforderungen, denen ein Fahrtregler zu genügen hat, genau festgelegt.

[1] Vgl. Heise-Herbst: 2. Bd.

Der Steuerhebel darf bei der Anfahrt verkehrt nur gegen eine vorgespannte Feder und nur so weit ausgelegt werden, wie es für das Manövrieren erforderlich ist. Beim Übertreiben ist eine unmittelbar auf die Trommel oder Treibscheibe wirkende Bremse voll auszulösen. Durch stetige Einwirkung auf die Energiezufuhr und nötigenfalls

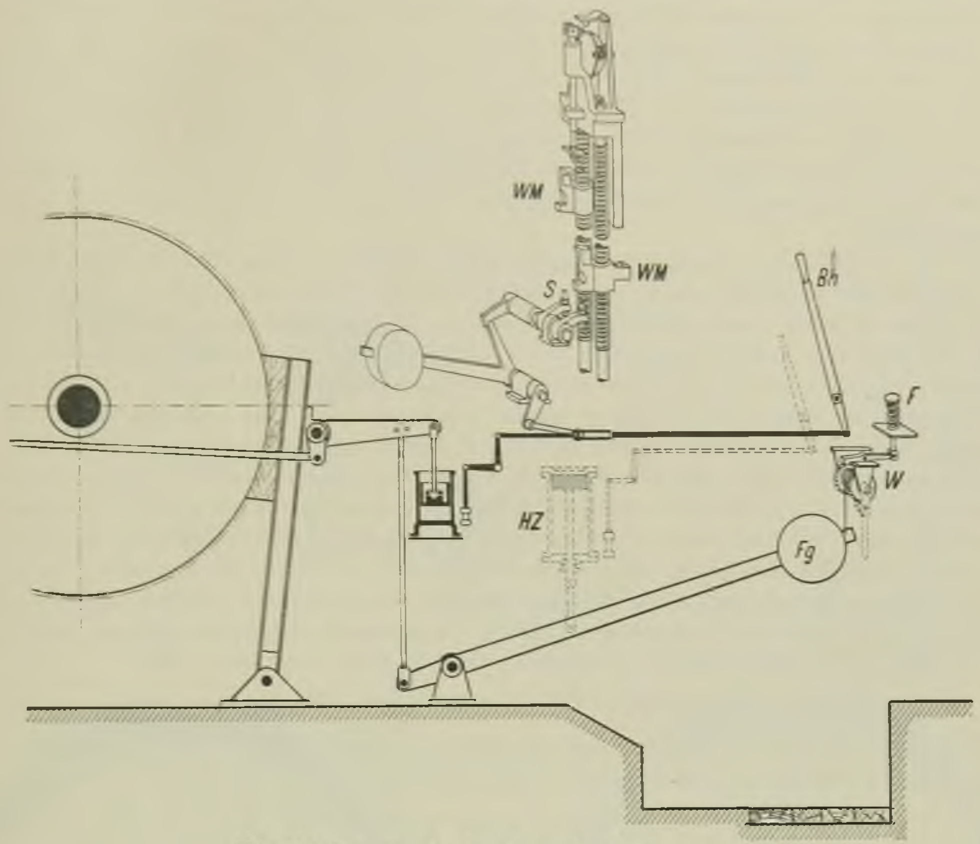
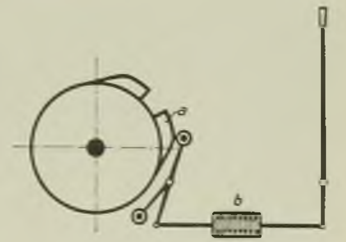


Abb. 319. Bremse, Teufenzeiger, Endauslösung.

auf die Schleifbremse ist zu verhindern, daß beim Einhängen größter Seilfahrtlast die vorgeschriebene höchste Seilfahrtgeschwindigkeit um mehr als 2 m/s überschritten und die Hängebank (nicht nur bei Seilfahrt, sondern auch bei Lastförderung) mit mehr als 4 m/s durchfahren wird. Die Anfahrt zu regeln, ist nicht vorgeschrieben; doch ist es bei den modernen starken Fördermaschinen um der Wirtschaftlichkeit willen nötig, bei der Anfahrt die Füllung zu verkleinern. Der Maschinist muß nach dem Anfahren während der ganzen Fahrt ausreichend Gegenkraft geben können. Teufenzeiger und Reguliermechanismus müssen derart zusammenhängen, daß, wenn man einen verstellt, der andere mitverstellt wird. Die Einstellung auf Seilfahrt muß sichtbar sein. Der Fahrtregler muß sowohl bei der Seilfahrt als bei der Lastförderung eingeschaltet sein; ist er nicht gebrauchsfähig, so ist bei der Seilfahrt die Höchstgeschwindigkeit auf 6 m/s herabzusetzen. Die Bremse muß regelbar sein. Halbjährlich ist der Fahrtregler durch einen Sachverständigen zu prüfen.


Abb. 320. Anfahrregler.

Weil der Fahrtregler verspätet wirkt, wenn das Seil einer Koepeförderung auf der Treibscheibe vorgerutscht ist, wird empfohlen, auch bei Dampffördermaschinen Endausschalter im Schacht anzubringen, wie sie bei elektrischen Fördermaschinen allgemein üblich sind. Wegen des Hobelprellschlittens siehe Ziffer 133.

161. Wirkungsweise der Fahrtregler[1]. Eine grundlegende Unterscheidung ist, ob der Fahrtregler statisch oder astatisch wirkt. Bei den astatischen (unsteten) Fahrtreglern wird, wenn die Fördermaschine schneller fährt als nach Linie a, Abb. 321, zulässig ist, eine Hilfskraft eingeschaltet, die erst den Steuerhebel zurücklegt und dann, wenn die Geschwindigkeit trotzdem bis zu der durch Linie b gegebenen Grenze weiter steigt, die Bremse aufwirft. Es liegt in der Natur der astatischen Reglung, daß sie überregelt; denn die Hilfskraft wird erst wieder ausgeschaltet, wenn die Geschwindigkeit unter die Linie a gesunken ist. Der Steuerhebel wird viel weiter zurückgelegt, und die Bremse wird mit viel stärkerem Drucke aufgelegt als nötig ist. Deshalb stört die astatische Reglung, wenn sie eingreift. Anderseits hat sie den nicht zu unterschätzenden Vorteil, daß sie immer bei derselben Geschwindigkeit eingreift, gleich ob Last gehoben oder eingehängt wird.

Bei der statischen Reglung dagegen haben wir eine stetige, allmähliche Wirkung. Der Steuerhebel wird nur soweit zurückgelegt, daß die Fördermaschine bei verkleinerter Füllung und höherer Geschwindigkeit wieder ins Gleichgewicht kommt, und die Bremse wird ebenfalls nur so stark aufgelegt, wie es nötig ist. Die statische Reglung stört nicht, wenn sie eingreift, und man läßt sie bei jedem Förderzuge derart wirken, daß sie um der Dampfersparnis willen die Füllung regelt. Anderseits hat die statische Reglung den Nachteil, daß sie bei kleinen Lasten schnellere Fahrt einregelt als bei großen. Abb. 322 veranschaulicht das. Die untere Grenzlinie a und die obere Grenzlinie b sind viel weiter auseinandergerückt als bei der astatischen Reglung. Aber die untere, größter Auslage der Steuerung entsprechende Linie a wird bei jedem normalen Förderzuge überschritten, und die obere, stärkster Bremsung entsprechende Linie b wird fast nie erreicht. Um größte Last zu heben, braucht man in der Beharrung bei den modernen starken Maschinen die Steuerung noch nicht halb auszulegen und um die schwerste Last einzuhängen, genügt es,

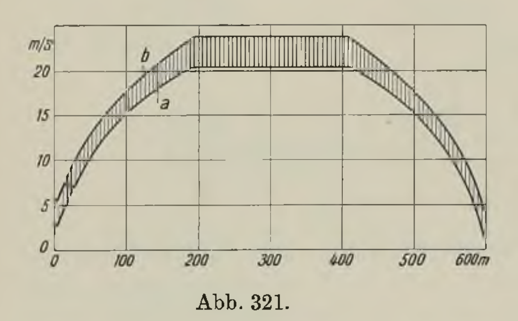


Abb. 321.

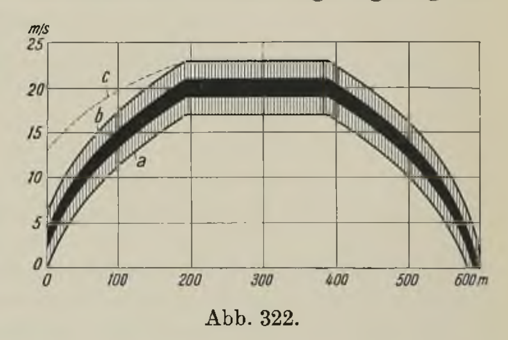


Abb. 322.

die Bremse sanft schleifen zu lassen. Zwischen normaler positiver Nutzlast und negativer Nutzlast von 1000 kg arbeitet die Reglung etwa in der schwarzen Zone. Für die Anfahrt darf man übrigens die obere Grenzlinie erheblich höher rücken (Linie c). Die neueren Fahrtregler wirken fast ausnahmslos statisch.

Abb. 323 zeigt das Schema eines statischen Fahrtreglers, das durch die Endauslösung und den Anfahrregler zu ergänzen ist; das Schema stellt nur eine der vielen Baumöglichkeiten dar. a ist ein stark statischer Geschwindigkeitsregler, dessen Muffe schon bei sehr niedriger Geschwindigkeit anspringt. Um den ganzen Förderzug zu regeln, wirkt der Geschwindigkeitsregler mit der von der Fördermaschine gedrehten Kurvenscheibe kk zusammen, indem der Regulatorhebel an einem, der von den Kurven kk betätigte Hebel am anderen Ende einer Schwinge angreift, von deren Mittelpunkt die regelnde Bewegung hergeleitet wird. Bei der Anfahrt der Fördermaschine geht der Regulatorhebel hoch und der von der Kurvenscheibe betätigte Hebel nieder, beim Auslauf ist es umgekehrt, so daß der Mittelpunkt der von diesen Hebeln angetriebenen Schwinge ungefähr in seiner Lage verharrt und erst nach oben ausschlägt, wenn die Maschine schneller fährt,

[1] Vgl. Herbst, H.: Zur Kenntnis der Fahrtregler für Dampffördermaschinen. Bergbau 1930, S. 259.

als der unteren Grenzlinie a des Geschwindigkeitdiagramms, Abb. 322, entspricht. Dieser Ausschlag, dessen Höchstwert in der Abb. 323 mit h bezeichnet ist, wird durch den Vorspannzylinder b in bekannter Art verstärkt und auf den Winkelhebel c übertragen, der mittels der Stange g über die Schwinge f den Steuerhebel e nach der Mitte zurück-

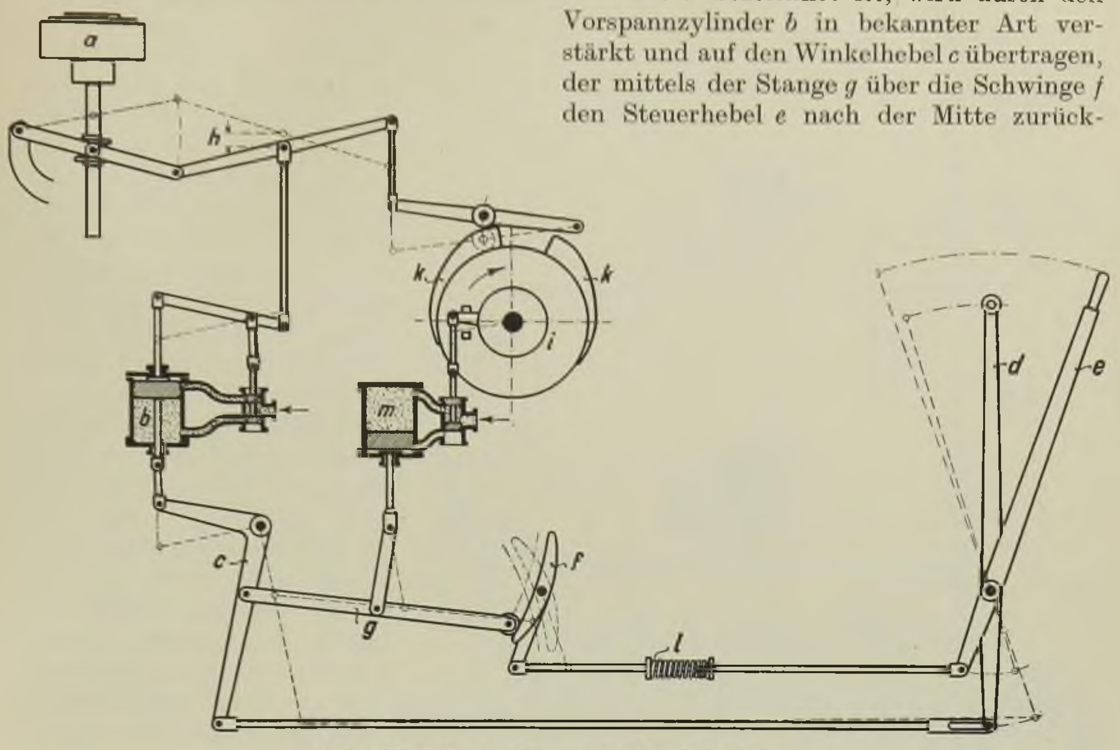


Abb. 323. Schema eines statischen Fahrtreglers.

legt und weiterhin den Bremshebel d auslegt. Kehrt die Maschine um, so wird die Einwirkung des Fahrtreglers auf den Steuerhebel umgeschaltet, indem die Reibungskupplung i, die bis an ihren unteren Anschlag mitgenommen wird, den Hilfszylinder m umschaltet, infolgedes die Stange g nach oben gezogen wird und auf den oberen Arm der Schwinge f wirkt. Diese selbsttätige Umschaltung des Fahrtreglers durch die Fördermaschine ist für die meisten neuen Bauarten kennzeichnend. Mit ihr erreicht man, daß der Fahrtregler sowohl selbst Gegendampf einstellen kann, als auch den Maschinisten nicht behindert, ausreichend Gegendampf zu geben. Die

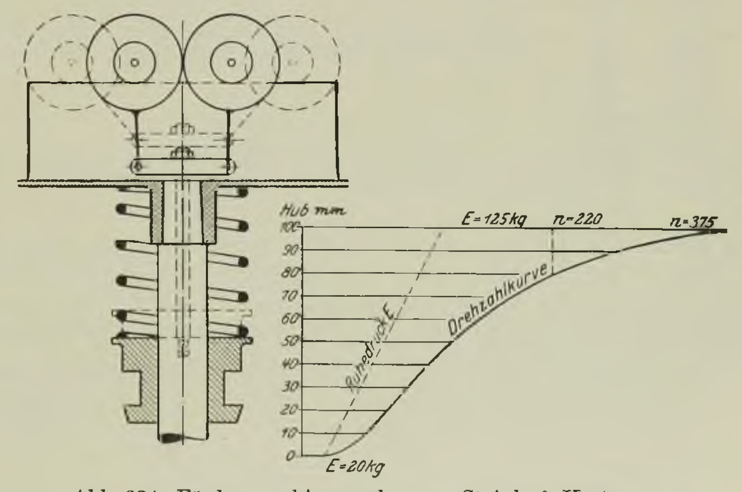


Abb. 324. Fördermaschinenregler von Steinle & Hartung.

Vorspannzylinder b und m kann man fortlassen, wenn man den Geschwindigkeitsregler und die Reibungskupplung so stark macht, daß sie unmittelbar wirken können.

162. Fahrtregler mit Fliehkraftreglern[1]. Die Fahrtregler werden überwiegend mit Fliehkraftreglern ausgerüstet. Diese müssen besonders gebaut sein, daß sie schon bei

[1] Vgl. Hoffmann: Die Fahrtregler und Bremsen der Fördermaschinen. Glückauf 1925, Nr. 33 und 34.

kleinen Geschwindigkeiten ausschlagen und kräftig wirken und daß ihre Hubdrehzahllinie (vgl. Ziffer 70) günstig verläuft. In Abb. 324 sind Aufbau und Hubdrehzahllinie der herrschenden von Steinle & Hartung, Quedlinburg, ausgeführten Bauart dargestellt.

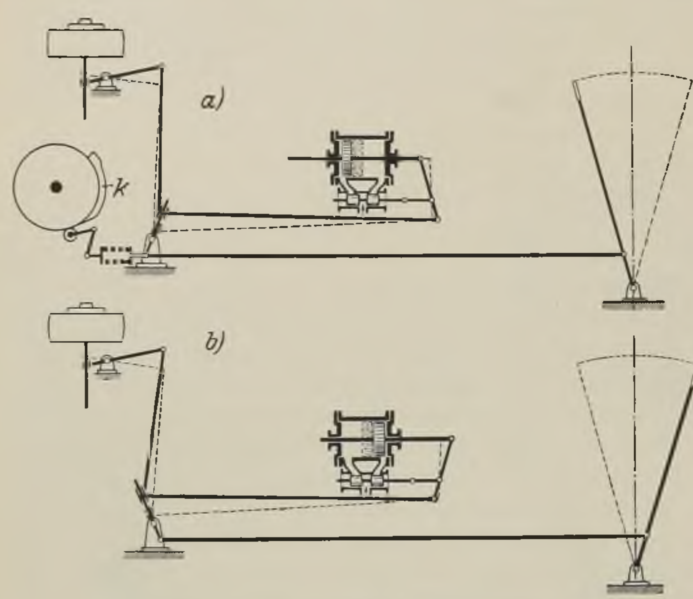


Abb. 325. Älterer Kochscher Fahrtregler.

Abb. 325 zeigt den älteren Kochschen Fahrtregler, der von der Prinz-Rudolph-Hütte, Dülmen, vielfach ausgeführt worden ist. Der stark statische Fliehkraftregler wirkt unmittelbar, ohne Hilfszylinder, verstellt aber nur mittels Kulissen den Schieber der Dampfsteuerung und den Schieber der Dampfbremse, wobei sowohl der Steuerhebel als auch der Bremshebel stehenbleiben. Die Anfahrt und die Beharrung regelt der Regler allein, d. h. ohne Anfahrkurve, legt aber die Steuerung nicht bis in die Mittellage, sondern nur auf kleinste Füllung zurück. Zu Beginn des normalen Auslaufens wird der Steuerhebel unabhängig vom Regler durch die Kurve k in die Mittellage gelegt, so daß man während des Auslaufens nur gegen eine vorgespannte Feder Frischdampf geben und bei der neuen Anfahrt verkehrt nur gegen diese Feder auslegen kann. Reicht die Verminderung der Füllung nicht aus, so stellt der Regler während der Beharrung und beim Auslauf die regelbare Bremse an, und zwar, indem er beim Auslauf mit einer (nicht gezeichneten) Auslaufkurve zusammenwirkt. Bei hochstehendem Regler kann man nur mit entsprechend kleinster Füllung, also nicht ausreichend Gegendampf geben, weshalb die Bauart verlassen ist.

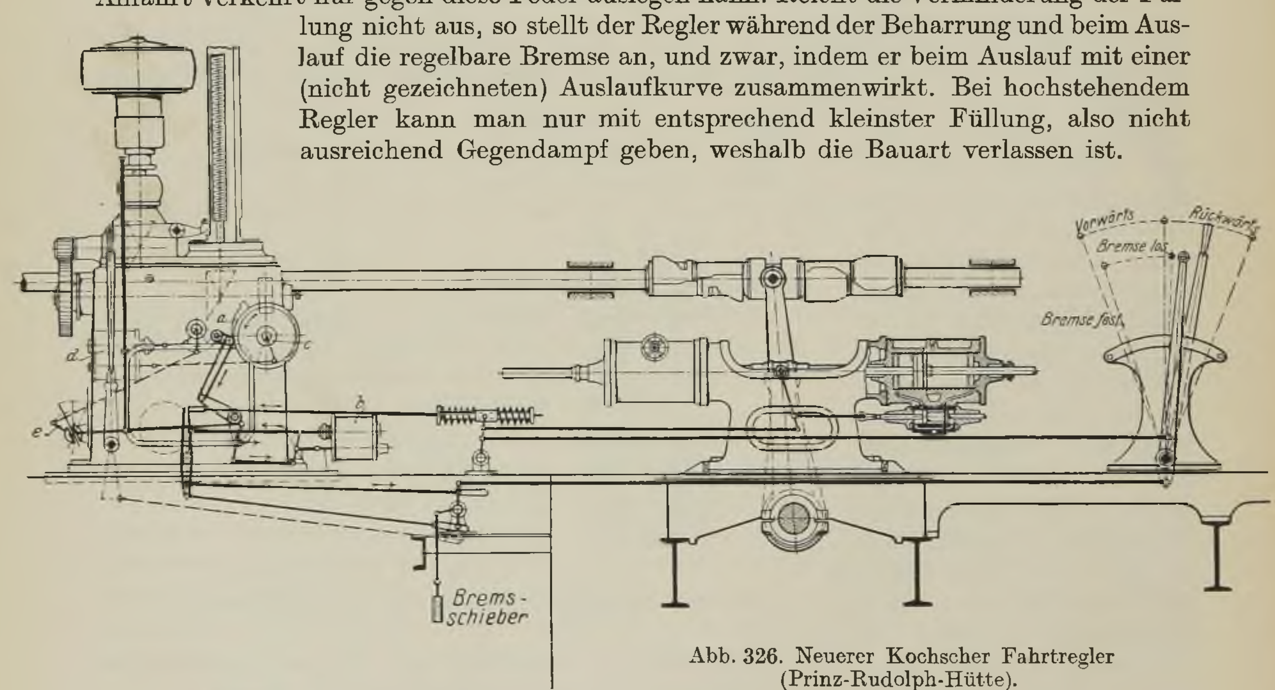


Abb. 326. Neuerer Kochscher Fahrtregler (Prinz-Rudolph-Hütte).

Bei dem neueren Kochschen Fahrtregler, Abb. 326, der ebenfalls von der Prinz-Rudolph-Hütte ausgeführt ist, arbeitet der Fliehkraftregler mit den Kurven a zusammen (eine sitzt vorn, eine hinten) und verstellt mit Hilfe des Dampfzylinders b den Steuer-

hebel und den Bremshebel. Kehrt die Fördermaschine um, so wird durch die Reibungskupplung *c* die Steuerung des Umschaltzylinders *d* umgestellt, der den Kulissenarm *e* durch ein Gestänge aus der einen in die andere Richtung umschlägt. Die auf Steuerhebel und Bremse ausgeübten Wirkungen sind an den eingezeichneten Hebelausschlägen und Richtungspfeilen zu verfolgen. Der Fahrtregler stellt selbst Gegendampf an und hindert den Maschinisten nicht, Gegendampf zu geben.

In Abb. 327 ist der Hauptteil des viel ausgeführten Fahrtreglers der Friedrich-Wilhelms-Hütte wiedergegeben. Der nicht gezeichnete Fliehkraftregler wirkt mittelbar durch den Dampfzylinder *z* und hebt, entsprechend der jeweiligen Übergeschwindigkeit, das Herzstück *h* empor. Dieses legt erst den Steuerhebel in die Mittellage; darauf wird die Bremse mit allmählich zunehmendem Druck aufgelegt. Solange der Steuerhebel im Sinne der Fahrt ausgelegt ist, wirkt der eingreifende Fahrtregler richtig auf die Steuerung; er wirkt aber verkehrt, wenn der Maschinist Gegendampf geben will. Entweder legt das Herzstück *h*, wenn es trotz des auf Gegendampf ausgelegten Steuerhebels hochgeht, diesen wieder in die Mittellage zurück, oder das hochstehende Herzstück *h* hindert den Maschinisten, den Steuerhebel beliebig auf Gegendampf auszulegen. Doch kann der Maschinist den Steuerhebel immer gegen die Feder *f* auslegen und mit den Manövrierknaggen Gegendampf geben, und die Bremse wirkt immer im richtigen Sinne. Neuerdings baut die Friedrich-Wilhelms-Hütte den durch das Schema Abb. 328 dargestellten Fahrtregler. Kehrt die Fördermaschine um, so legt sie mit Hilfe der Reibkupplung *d* den Hebel *a* aus der einen in die andere Endstellung, wodurch der Fahrtregler umgeschaltet wird. Es wird der ganze Zug, auch die Anfahrt geregelt. *b* führt zum Steuerhebel, *c* ist der Bremsdruckregler. Der neue Fahrtregler stellt selbst Gegendampf an und hindert den Maschinisten nicht, Gegendampf zu geben.

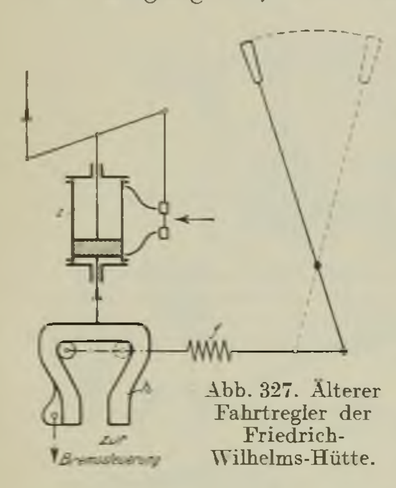


Abb. 327. Älterer Fahrtregler der Friedrich-Wilhelms-Hütte.

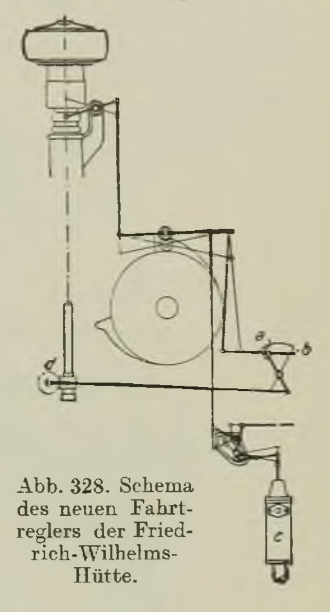


Abb. 328. Schema des neuen Fahrtreglers der Friedrich-Wilhelms-Hütte.

Die Abb. 329 bis 331 veranschaulichen den von der Isselburger Hütte ausgeführten Fahrtregler Bauart Drolshammer, der Steuerhebel und Bremshebel verstellt. Bei der Umkehr der Fördermaschine wird der Fahrtregler umgeschaltet, indem der Schieber *a* des Umsteuerzylinders *b* mit Hilfe der Reibungskupplung *c* umgestellt wird. Der Fahrtregler regelt Anfahrt, Beharrung und Auslauf, indem die Füllung verkleinert, wenn nötig Gegendampf eingestellt und die Bremse aufgelegt wird. Anfahrt und Auslauf sind voneinander abhängig. Der Geschwindigkeitsregler *d* bewegt mittels des Servomotors *e* und der Schwinge *f* einen doppelarmigen Hebel *g* auf und nieder, unter dessen wagerechten gekrümmten Arm bei der Anfahrt und dem Auslaufe der Fördermaschine der rotierende Arm *h* greift. Es ist nur ein Arm *h* gezeichnet, in Wirklichkeit sind zwei vorhanden, die sich entgegengesetzt drehen. Der eine wirkt beim Vorwärtsauslauf und der Rückwärtsanfahrt, der andere beim Rückwärtsauslauf und der Vorwärtsanfahrt, wodurch die erwähnte Abhängigkeit zwischen Anfahrt und Auslauf bedingt wird. Der jeweils wirksame rotierende Arm *h* dreht beim Auslauf den Hebel *g* so, daß sein senkrechter Arm den Hebel *i* und die auf derselben Welle sitzenden Kurvenhebel *k* und *l* nach links dreht. Der Hebel *k* wirkt durch weitere Übertragung auf den Steuerhebel, *l* auf den Bremshebel. Um den Fahrtregler auf Seilfahrt einzustellen, wird der Hebel *m* aus der wagerechten in die senkrechte Lage umgelegt, infolgedes der Fliehkraftregler *c* schneller angetrieben

wird. Zugleich wird die Wälzbahn n, auf der der senkrechte Arm des doppelarmigen Hebels g während der Beharrung rollt, entsprechend verstellt.

163. Fahrtregler mit Durchflußreglung (hydraulische Fahrtregler). Bei der Durchflußreglung wird durch einen von der Fördermaschine angetriebenen Kolben ein Ölstrom erzeugt, dessen Stärke sich ebenso ändert wie die Geschwindigkeit der Fördermaschine. Der Ölstrom wird durch einen Drosselspalt gedrückt, dessen Weite vom Teufenzeiger oder einer Kurvenscheibe her je nach der einzuhaltenden Fördergeschwindigkeit geändert wird. Läuft die Fördermaschine schneller als sie soll, so steigt der Öldruck vor dem Drosselspalt, und es schlägt ein vom Öl beaufschlagter federbelasteter Reglerkolben aus.

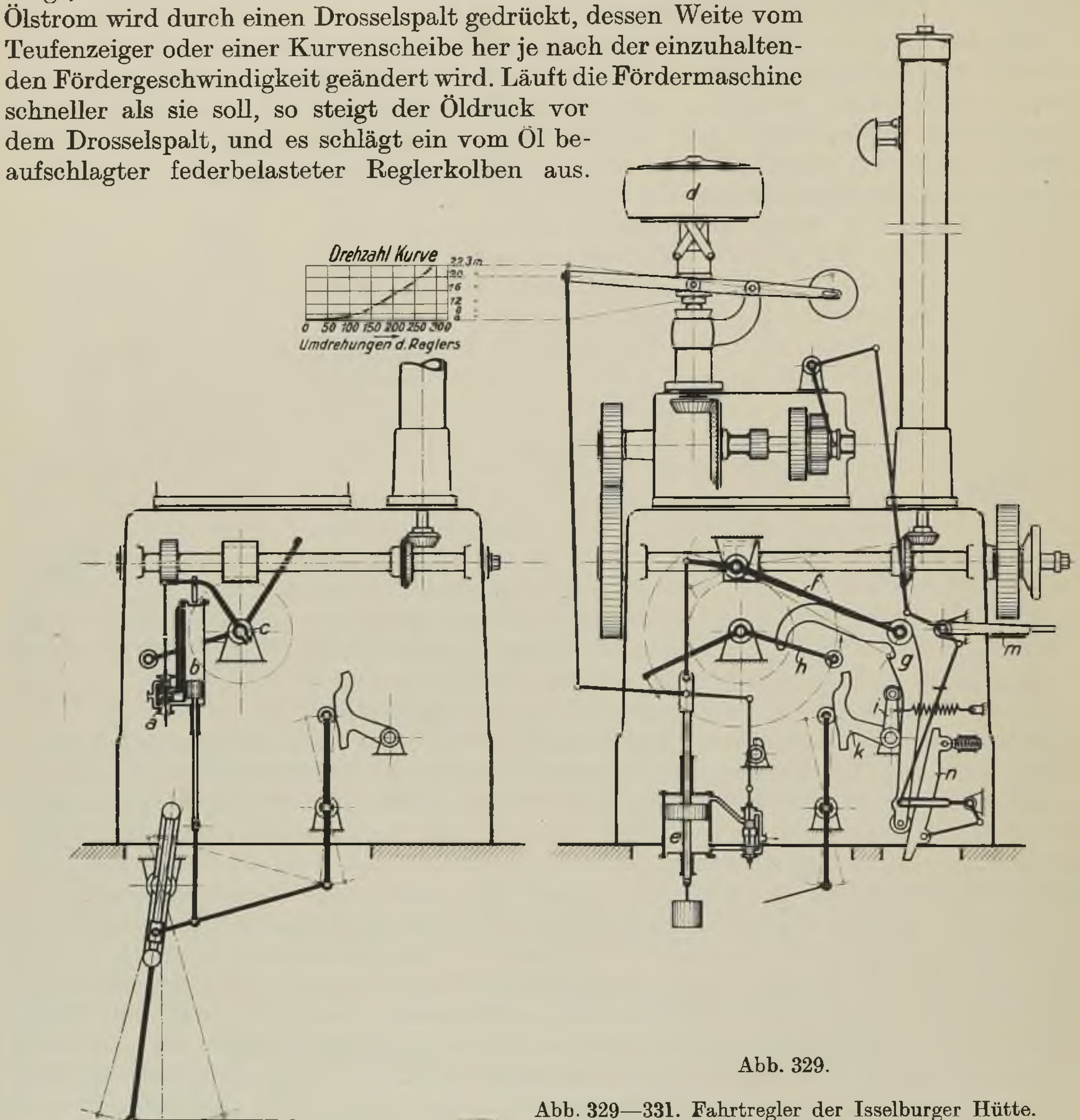


Abb. 329.

Abb. 329—331. Fahrtregler der Isselburger Hütte.

Dieser Reglerkolben verstellt entweder, wie es beim Fahrtregler von Schönfeld, Abb. 332, der Fall ist[1], die Steuerung und den Bremsschieber unmittelbar, oder die Durchflußreglung wirkt mittelbar, indem der Reglerkolben nur den Schieber eines Hilfszylinders verstellt. Letzteres geschieht beim Fahrtregler von Iversen[2]. Damit die Durchflußreglung immer gleich wirkt, muß das Öl immer dieselbe Zähigkeit haben, d. h. man muß gleichartiges Öl nachfüllen, und die Temperaturschwankungen dürfen nicht groß sein.

---

[1] Damit beim Schönfeldschen Fahrtregler der Reglerkolben e bei jeder Fahrtrichtung Überdruck empfängt und immer nach derselben Seite ausschlägt, ist ein selbsttätiges Umschaltventil angeordnet.

[2] Vgl. Hoffmann, H.: Die Fahrtregler der Dampffördermaschinen. Z. V. d. I. 1924, Nr. 47.

Die Abb. 333 und 334 veranschaulichen den Iversenschen Fahrtregler. Der Ölstrom wird durch die Rundlaufpumpe *a* erzeugt. Damit die Reglung nur mit Überdruck arbeitet, sind 2 Drosselspalte *bb* angeordnet, von denen aber nur der im Ölstrom

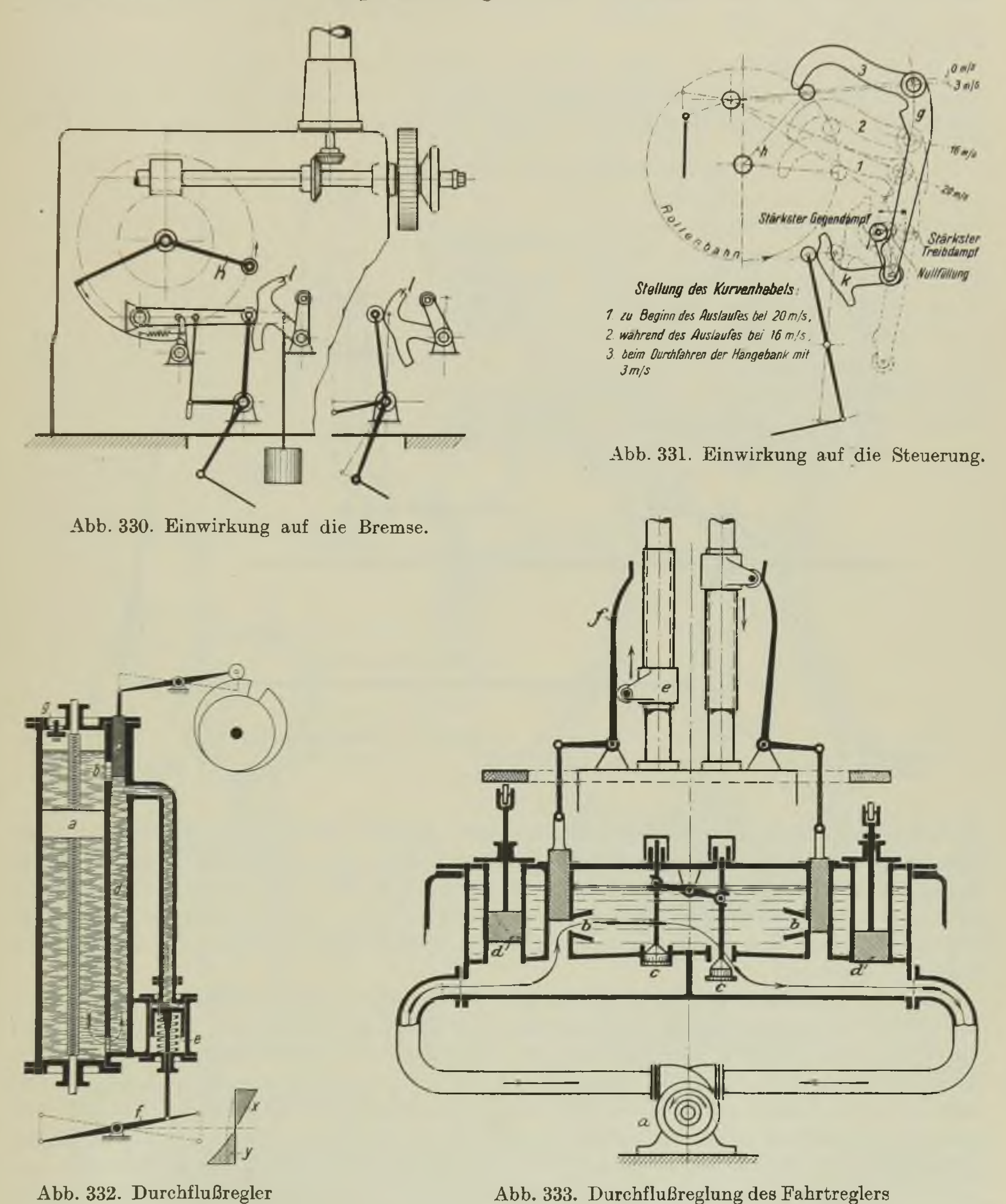


Abb. 330. Einwirkung auf die Bremse.

Abb. 331. Einwirkung auf die Steuerung.

Abb. 332. Durchflußregler von Schönfeld.

Abb. 333. Durchflußreglung des Fahrtreglers von Iversen.

vorn liegende wirksam ist, während das Öl vor dem hinteren Drosselspalt durch einen selbsttätig geöffneten Auslaß bequem abfließt. Das Ventilpaar *cc* wird nämlich durch den Ölstrom selbsttätig so umgeschaltet, daß immer das im Ölstrom vorn liegende Ventil geschlossen, das hintere dagegen geöffnet ist und dem Öl einen so großen Auslaß bietet, daß es unter seinem hydrostatischen Druck abfließt. Zu jedem Drosselspalt gehört ein

regelnder Kolben *d*, der vor dem Drosselspalt liegt, also nur Überdruck empfängt, und zwar bis zu 5 at. Nur der Kolben vor dem wirksamen Drosselspalt schlägt aus, während der andere in der tiefsten Lage verharrt. Für die Wirkung ist es aber gleich, welcher der beiden regelnden Kolben ausschlägt, da beide dieselbe Belastungsfeder spannen und dieselbe Welle drehen.

Der Drosselspalt wird nur beim Auslaufe der Fördermaschine gesteuert, indem der Drosselschieber vom Teufenzeiger mittels Wandermutter *e* und Kurvenhebel *f* nach unten geschoben wird und den Drosselspalt verengt. Die Anfahrt wird aber, obgleich die Weite

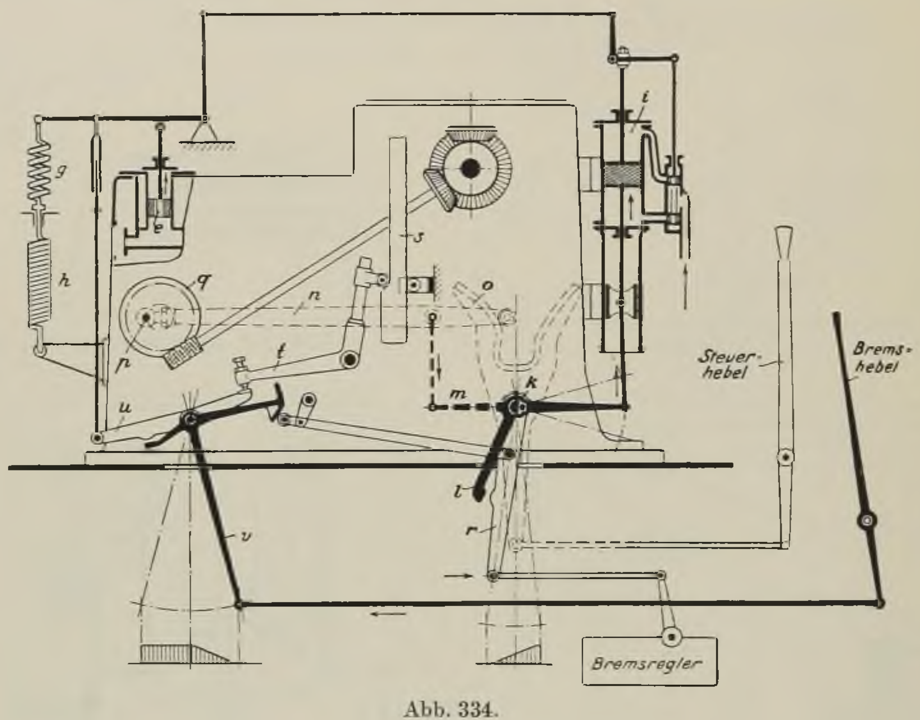


Abb. 334.

des Drosselspaltes nicht geändert wird, dennoch geregelt. Der regelnde Kolben ist nämlich durch zwei hintereinander gelegte Federn belastet, eine harte, nicht vorgespannte Feder *g* und eine weiche, vorgespannte Feder *h* (Abb. 334). Die harte Feder *g* dehnt sich nun mit zunehmender Fördergeschwindigkeit etwas, so daß der regelnde Kolben etwas ausschlägt und die Füllung verkleinert, wobei kleine Lasten schneller gehoben werden als große.

Wie der ausschlagende Reglerkolben auf die Steuerung und die Bremse wirkt, ist aus der Abb. 334 ersichtlich. Es wird zunächst der Schieber des kleinen Dampfzylinders *i* verstellt, dessen Kolben hochgeht und die Welle *k* mittels Kurbeltriebes dreht. Auf der Welle *k* sind die Hebel *l* und *m* aufgekeilt. Der Hebel *m* zieht die Stange *n* nieder, die mit der an ihrem Kopf befindlichen Rolle den oben gegabelten Hebel *o* und den mit ihm verbundenen Steuerhebel zurücklegt, und zwar, wenn nötig, bis in die halbe Gegendampflage. Der Hebel *l* legt, indem er den losen Hebel *r* mitnimmt, den Bremsregler aus, wobei der Bremshebel des Maschinisten stehen bleibt. Daß der Fahrtregler selbst Gegendampf gibt und den Maschinisten nicht hindert, voll Gegendampf zu geben, wird erreicht, indem der Kurbelzapfen *p*, wenn die Fördermaschine umkehrt, durch die Reibkupplung *q* aus der einen in die andere Totlage gedreht wird, so daß der Rollenkopf der Stange *n* auf die andere Flanke der Gabel *o* wirkt.

164. Geschwindigkeitszeiger und -schreiber. Im Fördermaschinenbetrieb haben sich die von der Fördermaschine angetriebenen „Tachographen“ vorzüglich bewährt, welche

die jeweilige Fördergeschwindigkeit dem Maschinisten auf einer großen Skala anzeigen und sie außerdem in kleinem Maßstab auf einer durch ein Uhrwerk gedrehten Trommel registrieren, die mit einem 24 Stunden ausreichenden Diagrammblatt belegt ist. Neuerdings werden solche schreibenden Geschwindigkeitsmesser für alle Fördermaschinen vorgeschrieben, bei denen die Seilfahrtgeschwindigkeit 4 m/s übersteigt. Abb. 335 zeigt den Hornschen Tachographen, der durch einen mechanischen Fliehkraftregler wirkt. Abb. 336 zeigt den Karlikschen Tachographen, bei dem in den besonders geformten Röhren *a* Quecksilber um so höher steigt, je schneller die Fördermaschine läuft, während der Quecksilberspiegel *b*, der einen mit dem Schreibzeug verbundenen Schwimmer trägt, entsprechend fällt. Form und Abmessungen der Röhren *a* sind so gewählt — das ist ein Vorzug des Karlik — daß der Ausschlag des Schreibstiftes der Fördergeschwindigkeit proportional ist. Dadurch, daß jede Fahrt, jedes Umsetzen, jedes Manöver registriert wird, daß man die Förderpausen dem Diagramm entnehmen kann, kann man den Betrieb der Fördermaschine genau verfolgen.

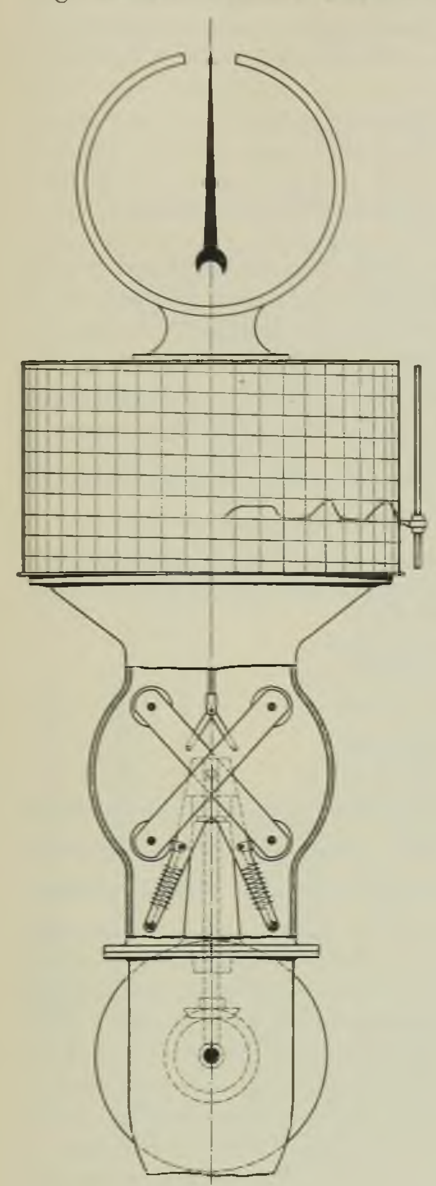


Abb. 335. Hornscher Tachograph.

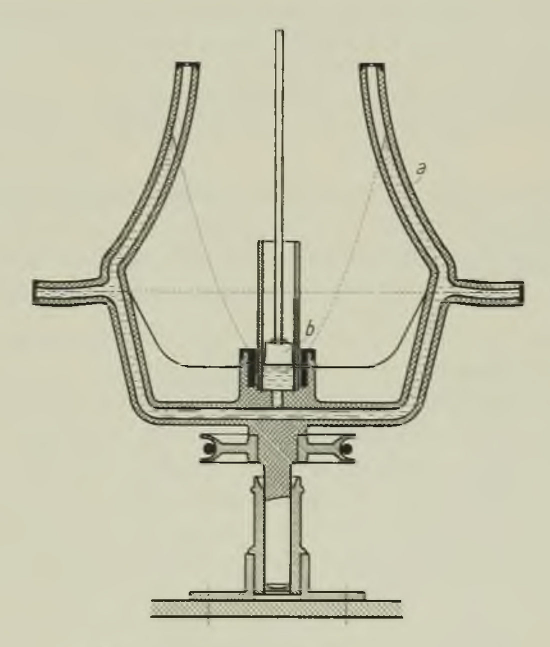


Abb. 336. Karlikscher Tachograph.

165. Fördermaschinen mit elektrischem Antrieb. In bezug auf die Trommeln und Treibscheiben, die Anordnung der Seilscheiben, der Bremsen usw. stimmen die elektrisch angetriebenen Fördermaschinen mit der Dampffördermaschine überein. Die Reglung der Gleichstromfördermaschine mit Leonard-Schaltung ist aber grundsätzlich verschieden von derjenigen der Dampffördermaschinen. Bei Drehstromantrieb hat man eine gewisse Übereinstimmung zwischen Dampf- und elektrischem Antrieb. Über den elektrischen Antrieb der Fördermaschinen vgl. die Ziffern 242 und 243.

XVIII. Die Kolbenpumpen.

166[1]. Nutzleistung, Gesamtwirkungsgrad und Energiebedarf einer Wasserhaltungsanlage. Sind Q l/s oder Q m³/min Wasser vom spezifischen Gewichte γ kg/l h Meter hochzuheben, so ist die Nutzleistung der Wasserhaltung oder ihre auf gehobenes Wasser bezogene Leistung

$$N_e = \gamma \cdot Q\,h \text{ mkg/s} = \gamma \cdot \frac{Q\,h}{75} \text{ PS} = \gamma \cdot \frac{Q\,h}{102} \text{ kW } (Q \text{ in l/s!})$$

oder

$$N_e = \gamma \cdot \frac{1000\,Q\,h}{60} \text{ mkg/s} = \gamma \cdot 0{,}222\,Q\,h \text{ PS} = \gamma \cdot 0{,}163\,Q\,h \text{ kW } (Q \text{ in m}^3\text{/min!}).$$

Meistens darf man $\gamma = 1$ setzen, wodurch sich die Ausdrücke entsprechend vereinfachen. Um den Energiebedarf zu bestimmen, sind die Verluste in der Pumpe, in der Pumpenleitung und im Antrieb zu berücksichtigen. Es habe die Pumpe 92%, der antreibende Elektromotor 93% und die Pumpenleitung 95% Wirkungsgrad, dann ist der Gesamtwirkungsgrad $= 0{,}92 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}95 = 0{,}81$. $\frac{\text{Gesamtwirkungsgrad}}{\text{Nutzleistung}} =$ Energiebedarf. Sind z. B. 5 m³/min 600 m hochzuheben, so ist die Nutzleistung $= 0{,}163 \cdot 5 \cdot 600 = 489$ kW, und der Energiebedarf ist $\frac{489}{0{,}81} = 604$ kW. Überschlägig kann man den Energiebedarf einer elektrisch angetriebenen Kolbenwasserhaltungsanlage $= 0{,}2\,h\,Q_{(\text{m}^3/\text{min})}$ kW setzen.

167[1]. Nutzleistung, Wirkungsgrad und Kraftbedarf einer Pumpe. Eine Pumpe, die Q l/s fördert und den Druck des Wassers um h Meter WS oder um p at steigert, hat eine Nutzleistung

$$N = Q\,h \text{ mkg/s} = \frac{Q\,h}{75} \text{ PS} = \frac{Q\,h}{102} \text{ kW}$$

oder

$$N = 10\,Q\,p \text{ mkg/s} = \frac{Q\,p}{7{,}5} \text{ PS} = \frac{Q\,p}{10{,}2} \text{ kW}.$$

$\frac{\text{Nutzleistung}}{\text{Wirkungsgrad}} =$ Antriebsleistung oder Kraftbedarf. Eine Preßpumpe z. B., die 2 l/s fördert und von atmosphärischem Druck auf 300 at Überdruck preßt, und deren Wirkungsgrad $\eta = 0{,}85$ ist, hat $\frac{2 \cdot 300}{10{,}2} = 58{,}8$ kW Nutzleistung und $\frac{58{,}8}{0{,}85} = 69{,}2$ kW Kraftbedarf oder Antriebleistung. Der Wirkungsgrad ist bei großen Pumpen größer als bei kleineren. Am günstigsten ist er bei Dampfpumpen, bei denen die Kräfte zum großen Teil unmittelbar vom Dampfkolben auf den Pumpenkolben übertragen werden. In solchem Falle kann man den Wirkungsgrad der Pumpe und der antreibenden Dampfmaschine aber nicht trennen und bestimmt η für den ganzen Maschinensatz. Bei großen Dampfpumpen wird das Verhältnis zwischen Nutzleistung der Pumpe und indizierter Dampfmaschinenleistung etwa 0,86, so daß η für die Pumpe selbst $= 0{,}93$ zu schätzen ist. Große Pumpen mit Kurbeltrieb haben etwa 90% Wirkungsgrad. Die indizierte Leistung einer Kolbenpumpe ist wegen der hydraulischen Verluste in der Pumpe größer als ihre Nutzleistung. Aus dem Pumpendiagramm ergibt sich die indizierte Leistung unmittelbar; das spezifische Gewicht des Wassers oder der volumetrische Wirkungsgrad der Pumpe sind nicht mehr besonders zu berücksichtigen.

168. Volumetrischer Wirkungsgrad von Kolbenpumpen. In der Regel ist die von der Pumpe geförderte Wassermenge kleiner als der Größe des Hubraumes entspricht, d. h. der volumetrische Wirkungsgrad η_v ist kleiner als 1. Das rührt daher, daß die Ventile verspätet schließen, die Pumpe nicht dicht ist usw. Man setze überschlägig $\eta_v = 0{,}96$. In besonderen Fällen sinkt η_v beträchtlich, z. B. wenn beim Saughube ab-

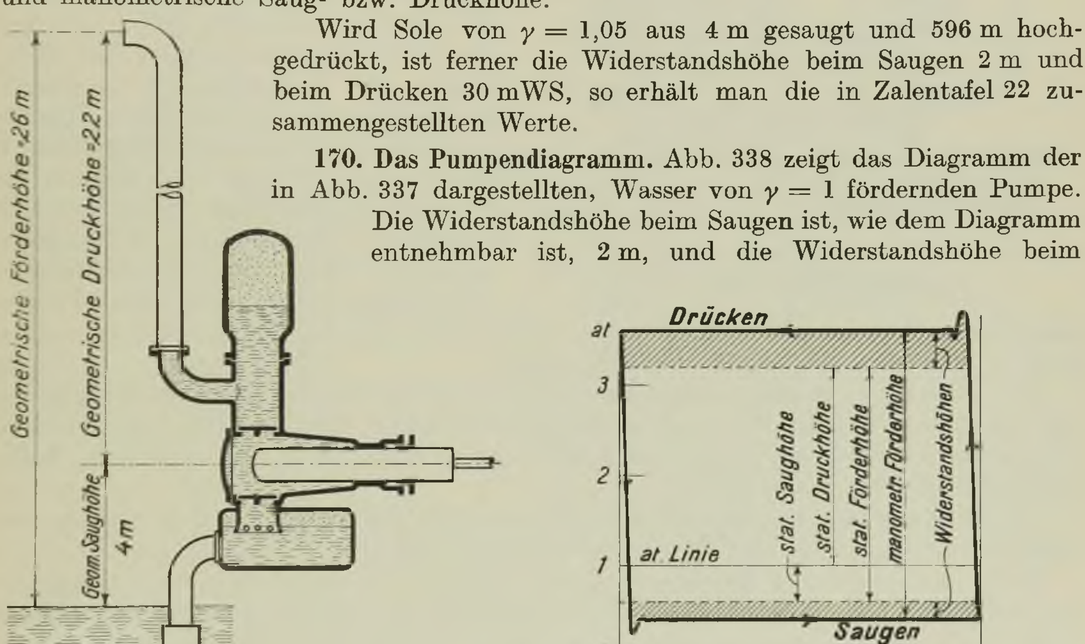
[1] Die allgemeinen Formeln in den Ziffern 166 und 167 gelten für Pumpen jeder Art, insbesondere für Kreiselpumpen.

sichtlich durch ein Schnüffelventil[1] oder ungewollt durch eine undichte Stopfbüchse oder durch einen undichten Flansch Luft angesaugt wird.

169. Saughöhe, Druckhöhe, Förderhöhe. Geometrische, statische und manometrische Förderhöhe. Saughöhe + Druckhöhe = Förderhöhe. Geometrische oder geodätische Förderhöhe ist der in m gemessene Höhenabstand vom Saugwasserspiegel bis zum Ausguß. Statische Förderhöhe ist der Druck der ruhenden Fördersäule, gemessen in mWS oder in at. Die manometrische Förderhöhe ergibt sich aus der statischen Förderhöhe, indem man zu ihr die Widerstandshöhen beim Saugen und beim Drücken addiert. Die Druckverluste in den Leitungen sind nach den in Ziffer 57 mitgeteilten Formeln und Zahlentafeln zu bestimmen. Die in Abb. 337 schematisch dargestellte Pumpe, die 4 m hoch saugt und 22 m hoch drückt, hat 26 m geometrische Förderhöhe. Hat die geförderte Flüssigkeit das spezifische Gewicht $\gamma = 1$, so ist die statische Förderhöhe = 26 mWS oder 2,6 at; ist γ größer oder kleiner als 1, so ist die statische Förderhöhe im selben Verhältnis größer oder kleiner. Ist die Widerstandshöhe beim Saugen = 2 mWS und beim Drücken = 4 mWS, so ist die manometrische Förderhöhe, wenn $\gamma = 1$ ist, = 26 + 6 = 32 mWS oder 3,2 at. Betrachtet man die Saughöhe für sich und die Druckhöhe für sich, so unterscheidet man ebenfalls geometrische, statische und manometrische Saug- bzw. Druckhöhe.

Zahlentafel 22.

	Geometrische Werte m	Statische Werte mWS	Manometrische Werte mWS
Saughöhe . .	4	4,2	6,2
Druckhöhe . .	596	625,8	655,8
Förderhöhe . .	600	630,0	662,0



Wird Sole von $\gamma = 1{,}05$ aus 4 m gesaugt und 596 m hochgedrückt, ist ferner die Widerstandshöhe beim Saugen 2 m und beim Drücken 30 mWS, so erhält man die in Zalentafel 22 zusammengestellten Werte.

170. Das Pumpendiagramm. Abb. 338 zeigt das Diagramm der in Abb. 337 dargestellten, Wasser von $\gamma = 1$ fördernden Pumpe. Die Widerstandshöhe beim Saugen ist, wie dem Diagramm entnehmbar ist, 2 m, und die Widerstandshöhe beim

Abb. 337.

Abb. 338. Diagramm der in Abb. 337 dargestellten Pumpe.

Drücken ist 4 m, so daß beim Saugen ein Unterdruck von 6 mWS oder 0,6 at entsteht und beim Drücken ein Überdruck von 26 mWS oder 2,6 at. Weil das Wasser fast unelastisch ist, so steigt zu Beginn des Druckhubes der Druck fast plötzlich an und sinkt ebenso schnell zu Beginn des Saughubes, so daß das Pumpendiagramm annähernd

[1] Vgl. Ziffer 1 .

rechteckig wird. Wegen des schnellen Druckanstieges und Druckabfalles entstehen die aus dem Digramm ersichtlichen Schwingungen des Indikatorkolbens. Je langsamer die Pumpe läuft, je genauer die Ventile im Hubwechsel öffnen und schließen, um so mehr stimmt das Pumpendiagramm mit dem Rechteck überein.

Beim Betrieb mit Abfallwasser, Abb. 339, wird das Wasser einer höheren Sohle mit Druck einer Pumpe auf einer tieferen Sohle zugeführt. Wenn die Pumpe von der tieferen Sohle fördert, hat sie die Saughöhe h_s und die Druckhöhe h_d. Soll die Pumpe von der höheren Sohle fördern, wird ihre Saugleitung abgesperrt und das Abfallrohr geöffnet. Das den Betrieb mit Abfallwasser kennzeichnende Diagramm ist ebenfalls aus Abb. 339 ersichtlich. Die Pumpenleistung ist dieselbe, als wenn die Pumpe auf der höheren Sohle stände. Auch bei Speisepumpen, die sehr reines Wasser fördern, läßt man häufig das Wasser unter Druck zufließen, damit die Pumpe keine Luft saugt, die begierig vom Wasser aufgenommen würde.

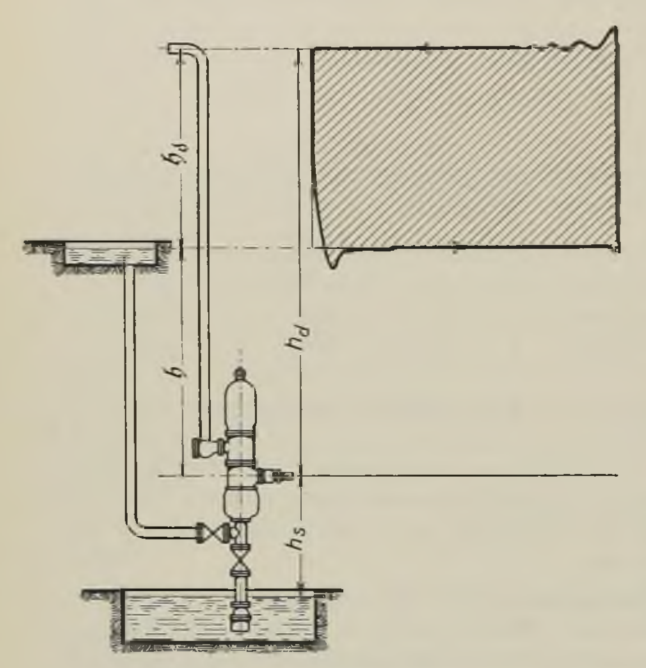


Abb. 339. Betrieb einer Kolbenpumpe mit Abfallwasser einer höheren Sohle.

171. Erreichbare Saughöhe. Beim Saughube wird das Wasser dem Kolben durch den Überdruck der Atmosphäre nachgedrückt, so daß bei 760 mm QS Barometerstand die theoretisch erreichbare Saughöhe 10,33 m beträgt. Hierbei gilt aber als Saughöhe nicht der Abstand von Saugwasserspiegel bis Mitte Pumpe, wie es in Abb. 337 angedeutet ist, sondern bis zum höchsten Punkte des Pumpenraumes, in unserem Beispiel also bis zum Druckventil. Außer vom Barometerstande hängt die theoretisch erreichbare Saughöhe von der Temperatur des Wassers ab. Der zur Wassertemperatur gehörige Dampfdruck, gemessen in mWS, ist abzuziehen. Heißes Wasser soll man überhaupt nicht ansaugen, sondern der Pumpe mit Gefälle zufließen lassen.

Die tatsächliche Saughöhe muß man erheblich kleiner als die theoretische wählen, weil man einen Teil der verfügbaren Druckhöhe braucht, um die Strömungs- und Beschleunigungswiderstände in der Saugleitung und im Saugventil zu überwinden. Meist hat man Saughöhen von 5 bis 6 m.

172. Wirkung und Ausrüstung der Kolbenpumpen. Dem Folgenden liegt die schematische Abb. 340 zugrunde, die eine einfachwirkende Plungerpumpe darstellt.

Daß eine Pumpe beim Anfahren trocken ansaugt, ist nur möglich, wenn Saughöhe und Druckhöhe klein sind, die Pumpe kleinen schädlichen Raum hat und dicht ist. Dann wirkt die Pumpe zunächst als Luftpumpe, solange bis das Wasser in den Pumpenraum eintritt. In der Regel wird die Pumpe erst mit Wasser gefüllt, ehe sie in Betrieb gesetzt wird. Abb. 340 veranschaulicht, wie man die Pumpe aus der Druckleitung füllen kann, indem man die Umläufe U öffnet, welche die Rückschlagklappe RK, das Druckventil und das Saugventil überbrücken. Damit die Saugleitung das Wasser hält, ist am Saugkorb ein Fußventil nötig. Fußventil und der das Saugventil überbrückende Umlauf fallen fort, wenn man die Luft aus Saugwindkessel und Saugleitung mittels Ejektors absaugt. Bei der gefüllten Pumpe spielt die Größe des schädlichen Raumes keine Rolle. Beim Saughub wird das Wasser von der Atmosphäre durch das selbsttätig öffnende Saugventil dem Pumpenkolben nachgedrückt. Im Hubwechsel schließt das Saugventil, und

der rückkehrende Kolben drückt beim Druckhub das Wasser durch das selbsttätig öffnende Druckventil hindurch in die Druckleitung.

Der Kolben bewegt das Wasser ungleichförmig, ferner wird bei den in Abb. 337 und 340 dargestellten Pumpen, die einfach wirken, nur bei jedem zweiten Hube Wasser gefördert; die Wasserlieferung ist also sehr ungleichförmig, wie es Linie *a* in der späteren Abb. 353 veranschaulicht. Bei einer doppeltwirkenden Pumpe ist die Wasserlieferung gleichmäßiger (Linie *b*), und bei der doppeltwirkenden Zwillingspumpe (Linie *c*) sowie bei der Drillingspumpe (Linie *d*) liegen die Verhältnisse noch günstiger. Immerhin ist es aber nur bei sehr langsamem Pumpengange möglich, daß sich die Saugwassersäule und die häufig sehr lange Druckwassersäule ebenso ungleichförmig bewegen, wie die Pumpe das Wasser aufnimmt und abgibt. Um schnelleren Pumpengang zu ermöglichen, ist es unumgänglich, daß das Wasser in der Saugleitung und in der Druckleitung annähernd gleichförmig strömt. Zu diesem Zwecke werden Windkessel als Ausgleicher angeordnet. Der Saugwindkessel liegt unter dem Saugventil und der Druckwindkessel über dem Druckventil. Die Windkessel sind zum Teil mit Luft gefüllt und nehmen Wasser auf, indem die Luft zusammengedrückt wird, wobei im Windkessel Wasserstand und Druck steigen, und geben Wasser ab, wobei Wasserstand und Druck fallen. Je ungleichförmiger die Pumpe wirkt, um so größer müssen die Windkessel sein. Bei längeren Druckleitungen genügen die Windkessel der Pumpe allein nicht mehr, sondern die Druckleitung selbst ist ebenfalls mit Windkesseln auszurüsten, insbesondere an Wendepunkten der Leitung.

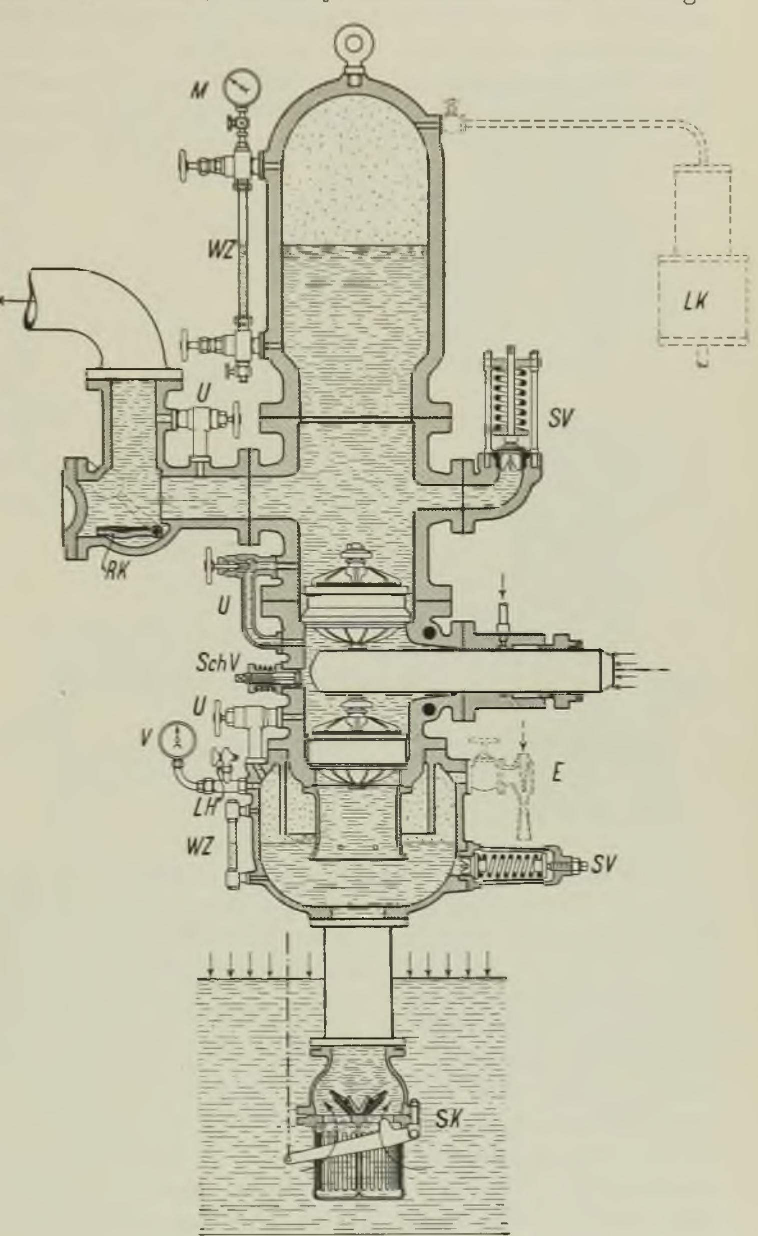


Abb. 340. Plungerpumpe nebst Ausrüstung.

Die Windkessel wirken nur, wenn sie genügend Luft enthalten. Man überwacht sie mit Hilfe der Wasserstandzeiger *WZ*. Im Saugwindkessel hält sich die Luft, weil das entspannte Wasser Luft abscheidet; überschüssige Luft tritt durch die in der Abbildung angedeu-

teten Löcher in den Saugstutzen der Pumpe und wird abgepumpt. Der Druckwindkessel dagegen verliert Luft; denn das gepreßte Wasser nimmt Luft auf. Der Druckwindkessel muß also immer wieder aufgefüllt werden. Bei Wasserhaltungspumpen ordnet man dafür kleine mehrstufige Luftkompressoren an, oder man verwendet Luftschleusen gemäß Abb. 341 (Haniel & Lueg), bei denen man mit Hilfe von Druckwasser, das der Druckleitung entnommen wird, atmosphärische oder dem Druckluftnetze entnommene Luft zusammenpreßt und in den Windkessel hinüberschleust. Bei Pumpen für mäßige Druckhöhen benutzt man Schnüffelventile (Abb. 342 oder *SchV* in Abb. 340), die sich beim Saughube öffnen, so daß neben dem Wasser auch Luft angesaugt wird, die beim Druckhube komprimiert wird und dann, zum Teile wenigstens, in den Druckwindkessel tritt. Je mehr Luft die Pumpe einschnüffelt, um so weniger Wasser fördert sie selbstverständlich. Ist der Druckwindkessel wieder aufgefüllt, wird das Schnüffelventil geschlossen; zuweilen läßt man es auch dauernd schnüffeln.

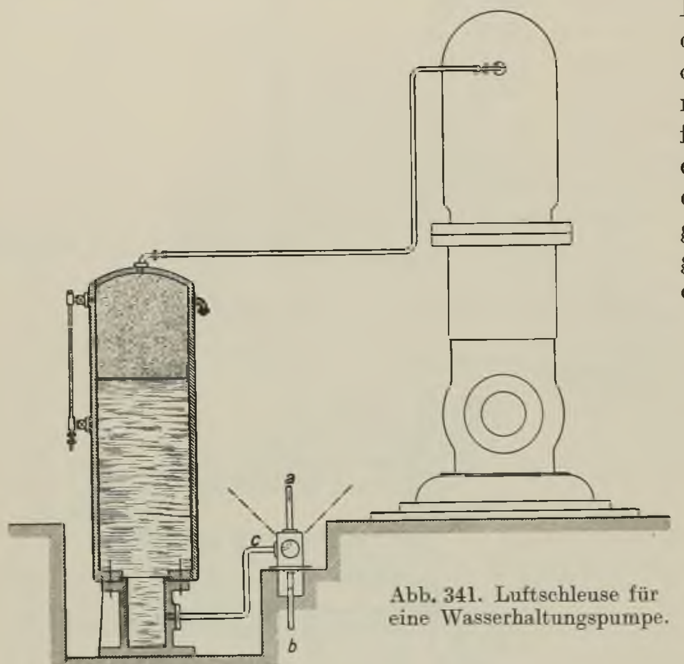


Abb. 341. Luftschleuse für eine Wasserhaltungspumpe.

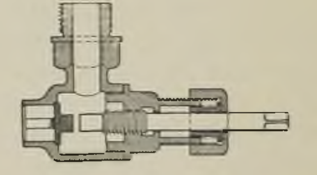


Abb. 342. Schnüffelventil.

Den Unterdruck im Saugwindkessel mißt man mit dem Vakuummeter *V*, den Überdruck im Druckwindkessel mit dem Manometer *M*. Erhält der Saugwindkessel z. B. beim Füllen mit Wasser zu hohen Druck, so bläst das Sicherheitsventil *SV* ab. Auch über dem Druckventil ist ein Sicherheitsventil angebracht. Würde z. B. die Druckleitung versehentlich abgesperrt, so würde die Pumpe, durch ihr Schwungrad getrieben, weiter laufen und so hohen Druck erzeugen, daß die Pumpe gesprengt würde. Gegen derartige Gefährdung schützt das Sicherheitsventil. Um die Pumpe öffnen und nachsehen zu können, ohne das Wasser aus der Steigleitung ablassen zu müssen, sperrt man sie mit der Rückschlagklappe *RK* gegen die Druckleitung ab.

173. Die Pumpenventile. Für kleinere Durchflußmengen verwendet man einsitzige Ventile, Abb. 343, bei denen das Wasser nur durch einen Ringspalt abströmt. Je nachdem der Sitz eben, kegelig oder kugelig ist, spricht man von Teller-, Kegel- oder Kugelventilen. Soll die Geschwindigkeit im Ventilspalt bei voller Ventilöffnung doppelt so groß sein, wie im Ventilrohr, so ist der größte Ventilhub = $^1/_8$ des Ventildurchmessers. Weil man bei den üblichen Drehzahlen der Pumpen nur kleine Ventilhübe anwendet — etwa 5 bis 10 mm —, so verwendet man nur kleine einsitzige Ventile, die man für größere Durchflußmengen zu einem Gruppenventil vereinigt, bei dem mehrere kleine Ventilsitze in einer gemeinsamen Platte untergebracht sind.

Im Vermögen, das Wasser durchzulassen, ist das Ringventil dem einsitzigen Ventile weit überlegen. Denn der Ring öffnet dem Wasser zwei Durchflußspalte, und man kann mehrere Ringe nebeneinander oder übereinander anordnen. Bei höherem Drucke werden

für größere Durchflußmengen fast ausschließlich Ringventile angewendet. Abb. 344 zeigt ein einfaches federbelastetes Ringventil, Abb. 345 zeigt ein Ventil mit drei gewichtbelasteten Ringen übereinander, ein sogenanntes Etagen- oder Stufenventil, in den Abb. 346 und 347 sind Ventile mit drei nebeneinanderliegenden Ringen (b) dargestellt, die durch eine gemeinsame, aus Gummi bestehende Rohrfeder (a) belastet sind. Die Ringe

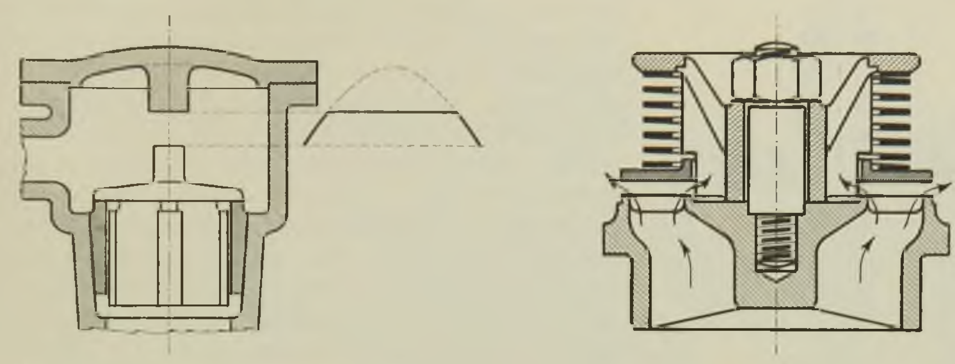


Abb. 343. Einsitziges Pumpenventil. Abb. 344. Einfaches Ringventil.

sind aus Rotguß, die Ventilsitze aus Rotguß oder Gußeisen hergestellt. Bei reinem Wasser dichtet Metall auf Metall; bei sandigem Wasser ist die Fernis-Dichtung üblich, bei der,

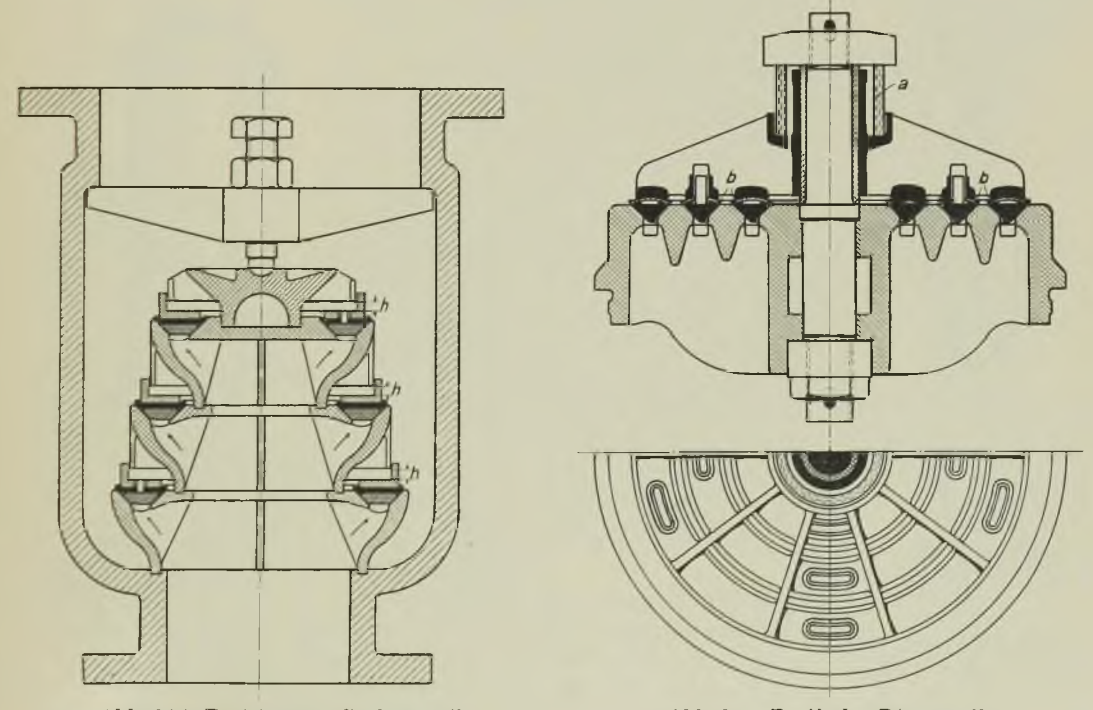


Abb. 345. Dreiringiges Stufenventil. Abb. 346. Dreifaches Ringventil.

wie es die Abb. 345 bis 347 zeigen, über den Metallringen Lederringe liegen, die nachdichten.

Die Pumpenventile wirken selbsttätig; gesteuerte Ventile oder Klappen werden nur ausnahmsweise angewendet. Für die Wirkungsweise der selbsttätigen Ventile ist grundlegend, daß die Geschwindigkeit im Ventilspalt nur von der Ventilbelastung abhängt, nicht von der Durchflußmenge. Ist die Ventilbelastung h Meter Wassersäule, so ist die Spaltgeschwindigkeit v theoretisch $= \sqrt{2gh}$, in Wirklichkeit etwas kleiner. Ist

ein Ventil durch sein Gewicht und durch eine weiche Feder annähernd gleichmäßig belastet, so bleibt die Spaltgeschwindigkeit annähernd gleich, d. h. der Ventilhub stellt sich proportional der Durchflußmenge ein. Bei langsamem Pumpengange öffnen die Ventile weniger, bei schnellem Gange mehr. Bei Pumpen mit Kurbelantrieb heben und senken sich die Ventile, ebenso wie die Kolbengeschwindigkeit zu- und abnimmt; die theoretische Ventilerhebungslinie ist auf die Zeit bezogen eine Sinuslinie, auf den Kolbenweg bezogen eine Ellipse. In Wirklichkeit hinken die Ventile ihrer theoretischen Erhebungslinie nach. Dies rührt hauptsächlich davon her, daß das eine Ventil infolge seines Massenwiderstandes verzögert schließt, worauf das andere verspätet öffnet. Das Nachhinken hat zur Folge, daß die Ventile nach dem Hubwechsel mit Gewalt auf den Sitz getrieben werden. Geringer Ventilschlag schadet nichts, starker Ventilschlag gefährdet die Ventile. Dadurch, daß man den Ventilhub durch einen Anschlag begrenzt, kann man den Ventilschlag nicht vermindern; man muß die Pumpe langsamer laufen lassen oder stärkere Ventilfedern einsetzen oder den Ventilhub verkleinern. Leichte Ventile mit kräftigen Federn und kleinem Hube sind auch bei verhältnismäßig hohen Drehzahlen brauchbar. In der Abb. 348[1] sind für $n = 110$, $n = 130$ und $n = 150$

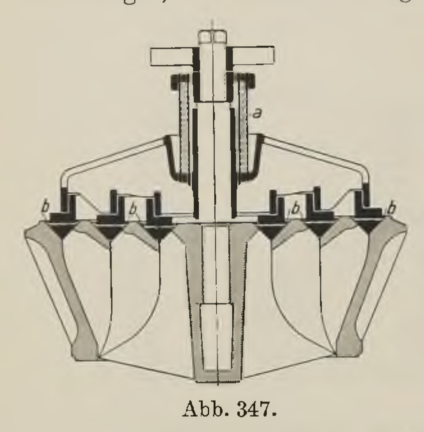


Abb. 347.

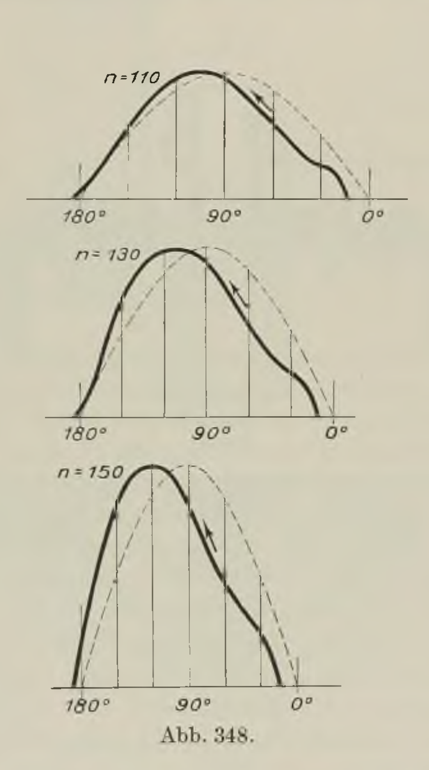
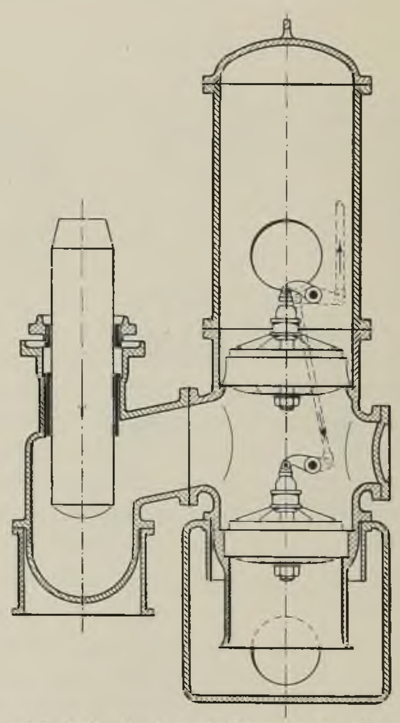


Abb. 348.


Abb. 349. Gesteuerte Pumpenventile.

die theoretische und die wirkliche Erhebungslinie eines Ringventils gezeichnet; je höher die Drehzahl, um so höher hebt sich das Ventil, um so mehr hinkt es nach.

Bei gesteuerten Ventilen, Abb. 349[1], öffnet das Ventil selbsttätig und wird durch einen nachgiebigen Daumen geschlossen. Diese Steuerung hat nur Zweck, wenn es sich um besonders große Ventilhübe handelt, wie sie bei Kanalisationspumpen notwendig sind. In der Abb. 350[1] ist a die Erhebungslinie eines gesteuerten Ventiles, b die Linie desselben

[1] Nach Berg: Die Kolbenpumpen.

Ventiles, das ungesteuert betrieben wurde, dabei stärker belastet werden mußte und kleineren Hub machte, c die Bewegungslinie des Schließdaumens. Für Wasserhaltungen sind gesteuerte Ventile zwecklos.

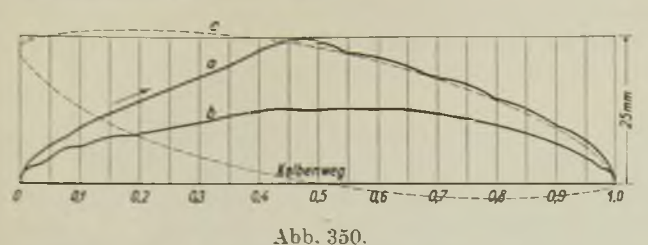


Abb. 350.

174. Druckpumpen. Hubpumpen. Saugpumpen. Bei der Druckpumpe wird das mittels eines Plunger- oder Scheibenkolbens beim Saughube angesaugte Wasser beim Druckhube durch das Druckventil herausgedrückt. Die normale Pumpe ist eine Druckpumpe, z. B. die in der früheren Abb. 337 dargestellte Pumpe. Abb. 351[1] zeigt die Druckpumpe einer Gestängewasserhaltung. Neben den Druckpumpen hat man Hubpumpen, die einen durchbrochenen, mit Klappen oder mit einem Ventil ausgerüsteten Kolben haben. Hubpumpen verwendet man hauptsächlich als Brunnenpumpen. Abb. 352 zeigt den Zylinder einer Brunnenpumpe. Beim Hochgange hebt der durchbrochene, mittels Lederstulpes abgedichtete, durch Ventil c geschlossene Kolben b das über ihm stehende Wasser, während frisches Wasser durch die lederne, eisenbewehrte Saugklappe a nachgesaugt wird. Beim Niedergange geht der Kolben leer durch das über der Saugklappe stehende Wasser, wobei sich das Ventil c hebt. Reine Saugpumpen, d. h. Pumpen ohne Druckventil gibt es nicht. Im Bergbau verstand man unter Saugpumpen Hubpumpen mit sehr geringer Druckhöhe.

Abb. 351. Druckpumpe einer Gestängewasserhaltung.

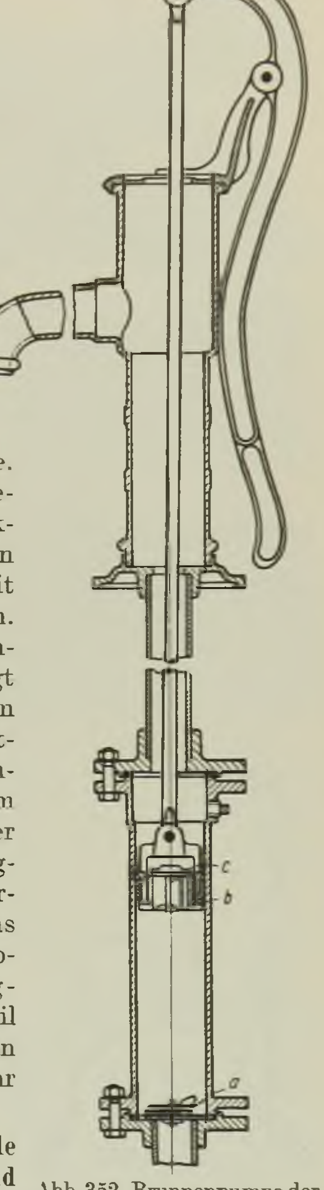
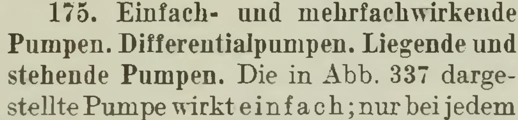


Abb. 352. Brunnenpumpe der Garvenswerke, Hannover.



175. Einfach- und mehrfachwirkende Pumpen. Differentialpumpen. Liegende und stehende Pumpen. Die in Abb. 337 dargestellte Pumpe wirkt einfach; nur bei jedem zweiten Hube wird Wasser gefördert. In der Abb. 353, die für Pumpen mit Kurbelantrieb gilt, veranschaulicht Linie a die Wasserlieferung der einfachwirkenden Pumpe innerhalb einer Umdrehung. Vereinigt man zwei einfachwirkende Plungerpumpen zu einer doppeltwirkenden, indem man entweder gemäß Abb. 365 die Plunger durch ein Umführungsgestänge verbindet, oder gemäß Abb. 354 einen durchgehenden Plunger anordnet, so erhält man die durch Linie b in Abb. 353 dargestellte Wasserlieferung. Dasselbe erreicht man durch eine doppeltwirkende Pumpe mit Scheibenkolben. Durch eine doppeltwirkende

[1] „Sammelwerk", Bd. IV.

Zwillingspumpe mit um 90° versetzten Kurbeln erhält man die durch Linie c gekennzeichnete Wasserlieferung. Noch gleichmäßiger wird, wie es Linie d zeigt, die Wasserlieferung einer doppeltwirkenden Drillingspumpe, deren drei Plunger durch Kurbeln angetrieben werden, die um 120° versetzt sind.

Abb. 353. Linien der Wasserförderung von Kurbelpumpen.

Bei einer Differentialpumpe, Abb. 355, ist der Plunger abgestuft. Den Querschnitt der kleinen Stufe macht man halb so groß wie den Querschnitt der großen Stufe. Die Differentialpumpe hat einfache Saugwirkung, aber verteilte Druckwirkung. Denn beim Druckhube tritt nur die Hälfte des durch das Druckventil gedrückten Wassers in die Druckleitung, während die andere Hälfte in den durch die Kolbenabstufung gebildeten Ringraum strömt und erst beim nächsten Saughube in die Druckleitung gedrückt wird. Für größere Druckhöhen ist also die Differentialpumpe in bezug auf die Kraftverteilung der doppeltwirkenden Pumpe beinahe ebenbürtig; sie erreicht das mit nur zwei Ventilen, von denen aber jedes doppelt so viel Wasser durchlassen muß, wie jedes der vier Ventile der gleichgroßen doppeltwirkenden Pumpe. Abb. 355[1] zeigt eine Sonderbauart, die Riedler-Expreß-

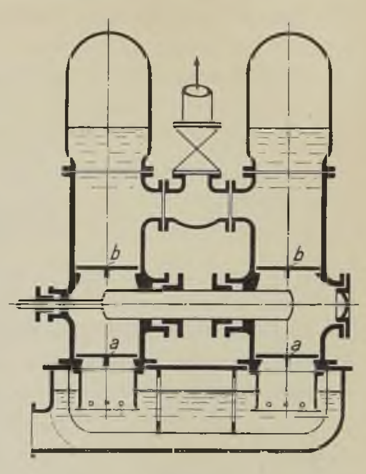


Abb. 354. Doppeltwirkende Pumpe mit durchgehendem Plunger.

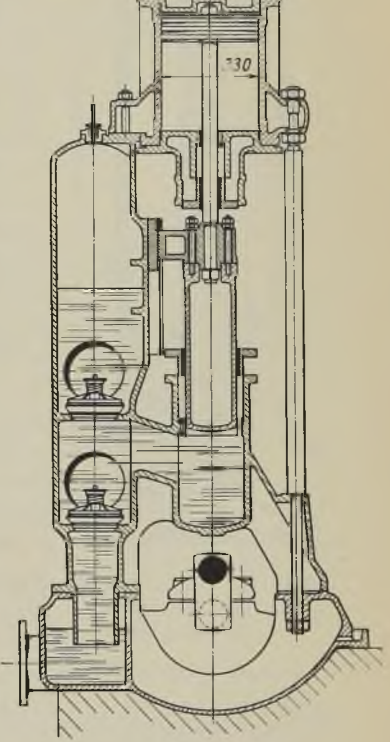


Abb. 355. Riedler-Expreßpumpe (Differentialpumpe).

Abb. 356. Stehende Plungerpumpe.

pumpe, die den ersten Schnelläufer darstellt. Der Saugwindkessel w_1 ist hochgelegt; das Saugventil s umgibt den Kolben konzentrisch, öffnet sich bis zum Anschlage h und wird vom rückkehrenden Kolben durch den Kopf k geschlossen.

[1] „Sammelwerk", Bd. IV.

Was die Aufstellung betrifft, überwiegen liegende Pumpen; bei Kesselspeisepumpen findet man auch häufig die stehende Bauart, wie sie Abb. 356 veranschaulicht.

176. Zahnradpumpen. Kapselpumpen. Membranpumpen. Zahnradpumpen sind ebenso wie die Kolbenpumpen Verdrängerpumpen. Sie werden bei Dampfturbinen an-

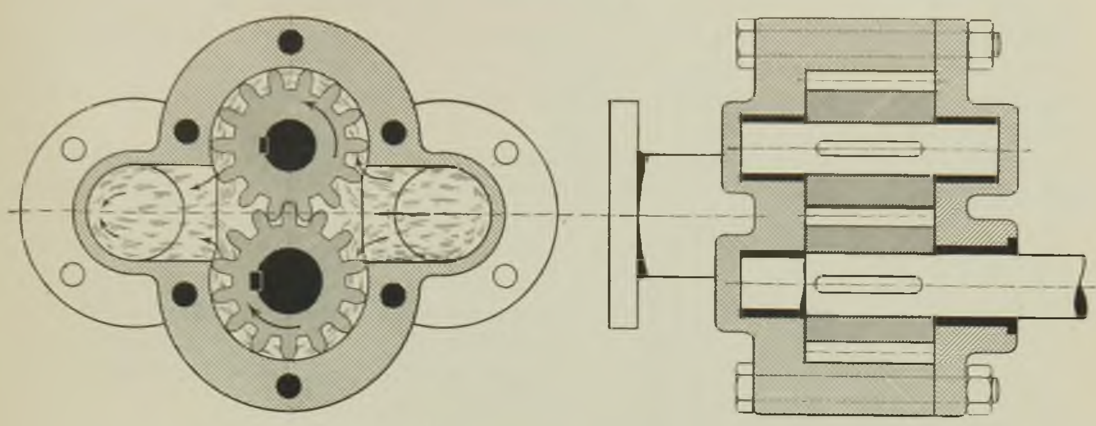


Abb. 357. Zahnradpumpe.

gewendet, um das Drucköl für die Schmierung der Lager und die Betätigung der Druckölsteuerung zu erzeugen. Bei Eisenbearbeitungsmaschinen werden kleinere Zahnradpumpen angewendet, um dem schneidenden Werkzeuge Seifenwasser zuzupumpen. Abb. 357 zeigt eine Zahnradpumpe, deren Wirkung durch die eingezeichneten Pfeile verständlich gemacht ist. Kapselpumpen werden einachsig, meist zweiachsig, auch dreiachsig ausgeführt[1].

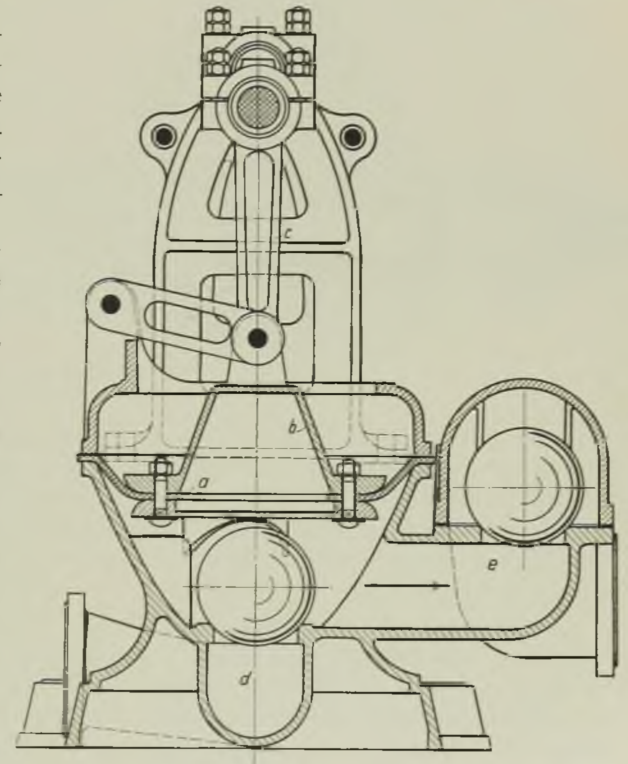


Abb. 358. Membranpumpe.

Die Membranpumpen (Diaphragmapumpen) besitzen an Stelle des Kolbens eine am äußeren Umfange mit dem Pumpengehäuse dicht verbundene Membran *a* (Abb. 358), die durch eine Kolbenstange *c* auf und nieder bewegt werden kann und die gleiche Wirkung wie ein Kolben ausübt. Die aus Gummi oder Leder hergestellte Membran ist entweder geschlossen oder durchbrochen und mit einem Ventil versehen. Abb. 358 zeigt einen Schnitt durch eine Membranpumpe (Weise Söhne, Halle), die als Saug- und Druckpumpe mit geschlossener Membran gebaut ist. Die Kugeln der Ventile *d* und *e* sind aus Eisen mit Gummiüberzug. Membranpumpen eignen sich bei geringen Druckhöhen (bis 15 m) vorteilhaft für die Förderung von sand- und schlammhaltigem Wasser, da keine reibenden Maschinenteile mit der Förderflüssigkeit in Berührung kommen.

[1] Wegen Kapselpumpen, Flügelpumpen vgl. Berg: Kolbenpumpen. Wegen Strahlpumpen, Pulsometer, Mammutpumpen siehe Heise-Herbst, 2. Band.

177. Schwungradlose Pumpen. Schwungradlose Pumpen sind Dampfpumpen oder Druckluftpumpen ohne Kurbeltrieb. Der Kolbenhub ist nicht zwangläufig festgelegt, und der Dampfzylinder kann nicht von einer Kurbelwelle gesteuert werden. Durch Steuerungen besonderer Art ist der Kolbenlauf zu begrenzen und umzusteuern. Es gibt Simplex- und Duplexpumpen. Die Simplexpumpen sind einachsig, und der antreibende Dampfzylinder wird mit Hilfe einer Vorsteuerung von seiner eigenen Kolbenstange gesteuert. Bei den Duplexpumpen, welche die ursprüngliche und verbreitetere Bauart schwungradloser Pumpen darstellen, liegen zwei Pumpen nebeneinander, deren Dampfzylinder sich gegenseitig steuern.

Abb. 359 zeigt eine von Klein, Schanzlin & Becker ausgeführte Simplexpumpe. Der doppeltwirkende Plunger hat eine innenliegende, von außen nachstellbare Stopfbüchse. Von der den Dampfkolben und den Plunger verbindenden Kolbenstange wird die Schwinge *a* mitgenommen und stellt, indem sie mit *b* gegen die Stange *c* des Hilfsschiebers *d* stößt, diese Vorsteuerung um, wenn sich der Kolben dem einen oder andern

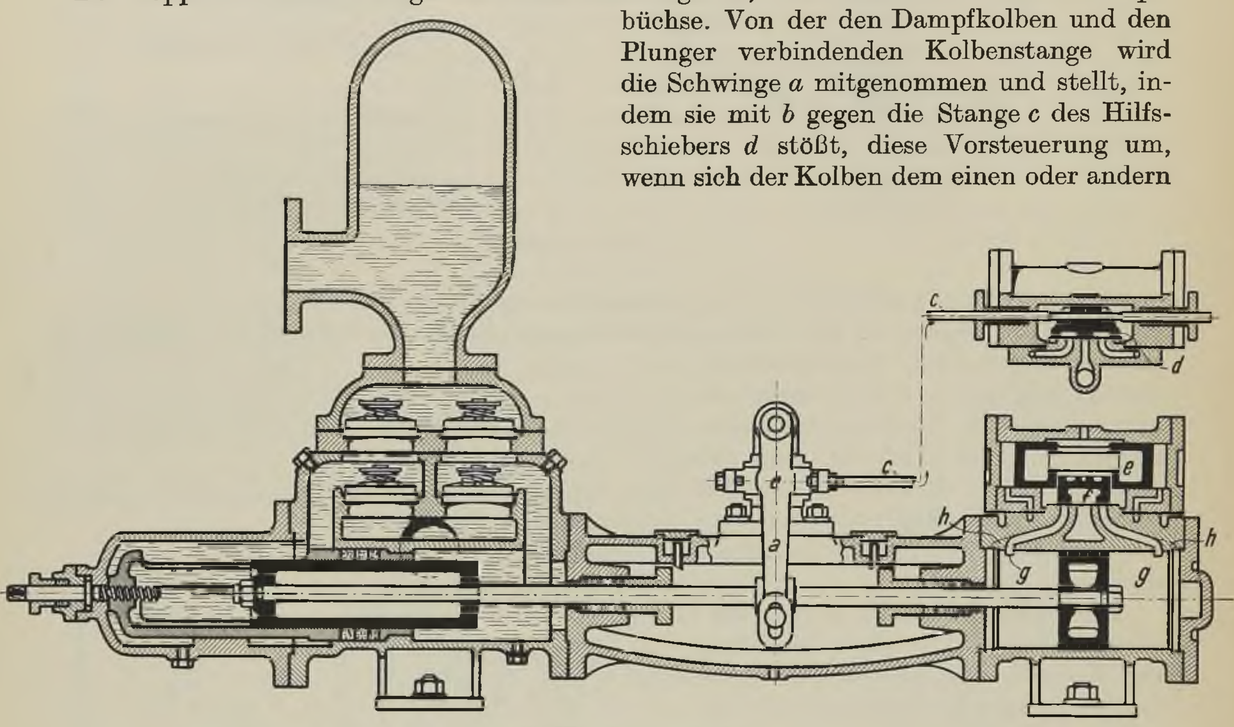


Abb. 359. Simplexpumpe.

Hubende nähert. Indem die Vorsteuerung die auf die Stirnflächen des Hilfskolbens *e* wirkenden Dampfdrücke — Frischdampfdruck und Auspuffdruck — vertauscht, wird auch der Hilfskolben und der von ihm mitgenommene eigentliche Verteilungsschieber *f* umgesteuert, und der Dampfkolben erhält, nachdem er den Hauptkanal *g* überlaufen und den eingeschlossenen Dampf komprimiert hat, durch den Hilfskanal *h* Frischdampf, der ihn umkehren läßt.

In der Abb. 360 ist eine von der Firma Weise & Monski, Halle a. S., ausgeführte Duplexpumpe dargestellt. Die Dampfzylinder haben 300 mm, die Plunger 160 mm Durchmesser und der Hub ist 250 mm. Die dargestellte Pumpe entspricht der ältesten Duplexpumpe, der Worthingtonpumpe. Abb. 361 zeigt schematisch die Wirkung der Worthingtonsteuerung. Die Dampfzylinder haben an jedem Ende einen außenliegenden Einströmkanal *e* und einen innenliegenden Ausströmkanal *a*. Wenn der Kolben gegen Hubende den Ausströmkanal überlaufen hat, wird der eingeschlossene Dampf komprimiert und der Kolben stillgesetzt. Die Kolben bewegen wechselseitig ihre Schieber, und zwar bewegt Kolben *I* den Schieber *II* durch einen doppelarmigen, Kolben *II* den Schieber *I* durch einen einarmigen Hebel. Im Schieberantrieb ist toter Gang. In der in Abb. 361 oben dargestellten Lage wird gerade Kolben *I* umgesteuert, weil Schieber *I*, bewegt vom

Kolben *II*, gerade den unteren Einströmkanal öffnet. In der unten dargestellten Lage wird gerade Kolben *II* umgesteuert, weil Schieber *II*, bewegt vom Kolben *I*, gerade den

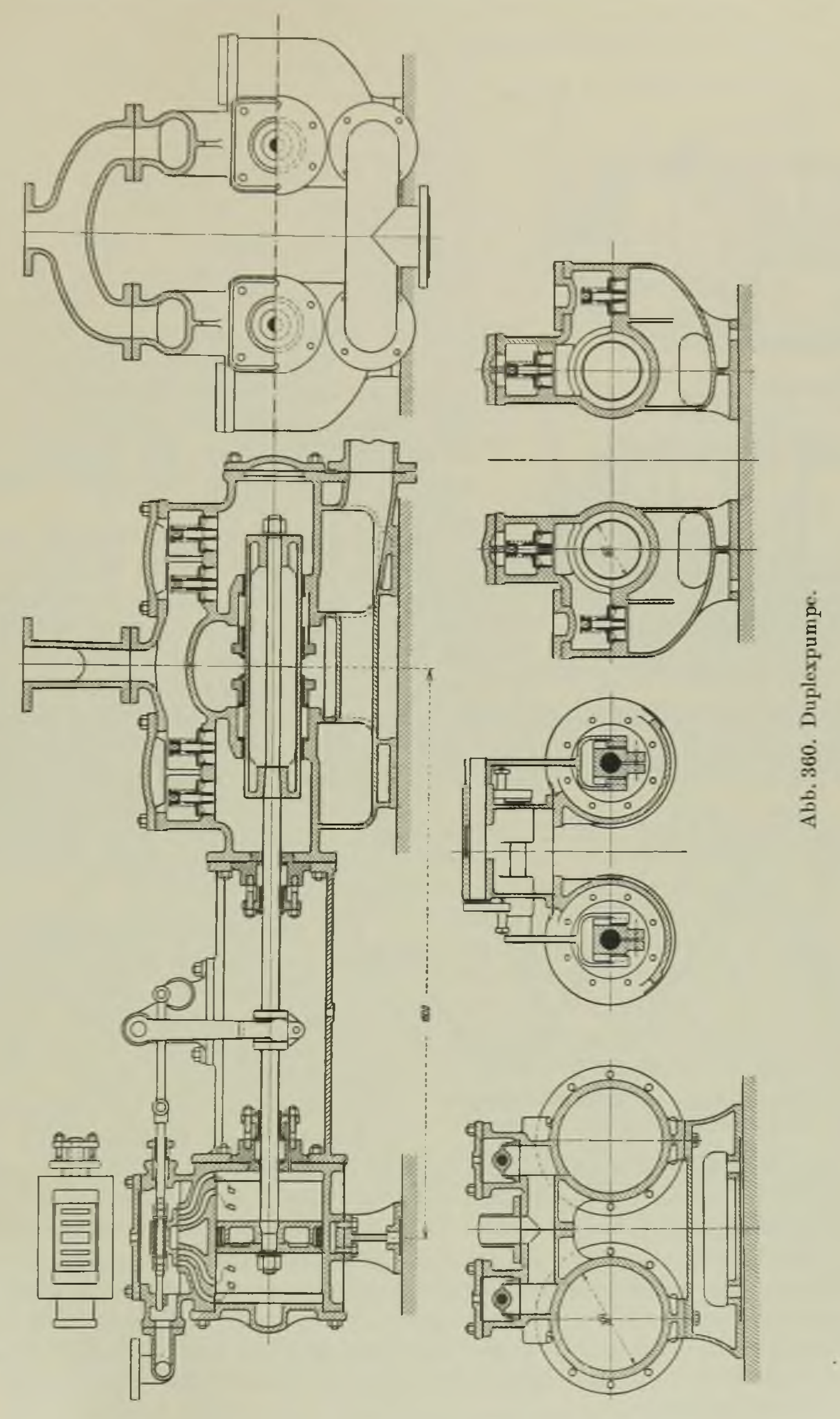


Abb. 360. Duplexpumpe.

Einströmkanal öffnet. Jeder Kolben setzt also den anderen in Gang, ehe er selbst seine Endstellung erreicht, so daß die Pumpe nicht zum Stillstand kommt. Abb. 362 veranschaulicht den Zusammenhang der Bewegungen beider Kolben. Der eine Kolben läuft

dem anderen nach, und wenn ein Kolben umkehrt, ist der andere in Bewegung. Auf dem größten Teile des Hubes bewegen sich die Kolben annähernd gleichförmig.

Weil die Dampfzylinder volle Füllung bekommen, brauchen diese schwungradlosen Pumpen viel Dampf. Bei höheren Dampfdrücken ordnet man deshalb auch bei mäßigen Pumpenleistungen zwecks besserer Ausnutzung des Dampfes Hochdruck- und Niederdruckzylinder an. An und für sich entspricht, weil die Kolben erst zu beschleunigen, dann zu verzögern sind, ein während des Hubes abnehmender Dampfdruck, d. h. eine gewisse Expansion, den gegebenen Bedingungen; zugleich ist so der Dampfverbrauch herabminderbar. Die Duplexpumpen der Maschinenfabrik Oddesse werden deshalb, abgesehen von kleinen Ausführungen, mit einer Expansionsschiebersteuerung ausgerüstet, die nach Art der Meyersteuerung wirkt. Der Verteilungsschieber wird von der Kolbenstange der Nebenpumpe, der Expansionsschieber von der Kolbenstange der eignen Pumpe angetrieben.

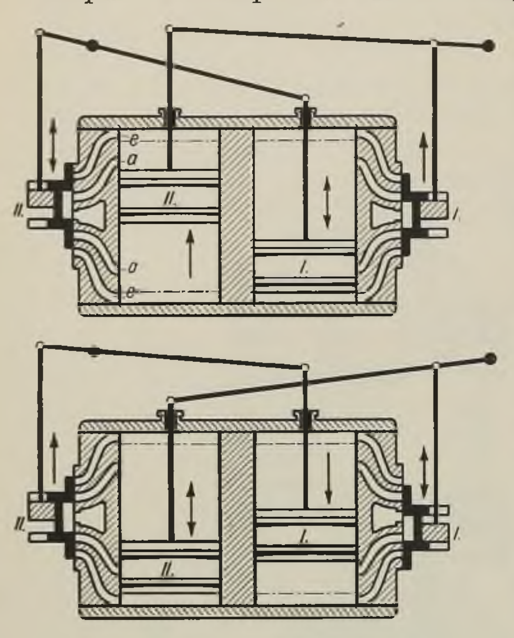


Abb. 361. Schema der Duplexpumpe.

Schwungradlose Pumpen werden vielfach als Kesselspeisepumpen und für andere Zwecke angewendet. Im unterirdischen Grubenbetriebe sind viele kleinere Duplexpumpen im Gebrauch, die mit Druckluft betrieben werden. Die Vorzüge der schwungradlosen Pumpen sind niedrige Anschaffungskosten, geringer Raumbedarf, Anspruchslosigkeit in bezug auf Wartung, denen als Nachteil der höhere Dampfverbrauch gegenübersteht. Die erreichbare Zahl der Doppelhübe ist bei kleineren Pumpen größer als bei großen. Im Mittel rechne man, daß die Pumpen minutlich bis 60 Doppelhübe machen. Die Hubzahl wird geregelt, indem man den treibenden Dampf mehr oder weniger drosselt.

Abb. 362. Zusammenhang der Kolbenbewegungen bei Duplexpumpen.

178. Antrieb der Kolbenpumpen mit Kurbelgetriebe. Kleinere Pumpen werden meist von einer Transmissionswelle oder von einem Elektromotor mittels Riemens angetrieben. Die Riemenscheibe muß schwer genug sein, um als Schwungrad zu dienen. An Stelle des Riemenantriebes tritt bei elektrischem Antriebe häufig ein Rädervorgelege. Wasserwerkpumpen erhalten fast ausschließlich direkten Dampfantrieb. Die Kräfte werden dabei zum erheblichen Teil vom Dampfkolben direkt auf den Pumpenkolben übertragen, und durch das Triebwerk geht nur ein kleiner Teil der Energie in das Schwungrad hinein und wieder heraus. Diese Pumpen mit direktem Dampfantrieb haben deshalb hohen Wirkungsgrad, der annähernd derselbe bleibt, ob die Pumpe langsam oder schnell läuft. Daß die Dampfpumpen innerhalb weiter Grenzen bequem regelbar sind, ist ein besonderer Vorteil. Die Drehzahl kann man mit Hilfe eines Leistungsreglers einstellen. Für den Dampfverbrauch erhält man sehr günstige Zahlen, da das Schwungrad erlaubt, den Dampf weit expandieren zu lassen.

Die üblichen Drehzahlen der Pumpen liegen weit auseinander, je nach der Größe der Pumpe und der Art des Antriebes. Schnellaufende Pumpen werden kurzhubig, langsam laufende langhubig gebaut. Die Pumpenventile werden bei schnellaufenden Pumpen

selbstverständlich nicht kleiner als bei langsamlaufenden; denn die Ventilgröße hängt bei gleichem Hube und gleicher Spaltgeschwindigkeit nur von der Durchflußmenge ab.

179. Die Wasserhaltungen mit Kolbenpumpen. Die von der Wasserhaltung zu bewältigenden Wasser — im Ruhrkohlenbergbau ist etwa 3mal mehr Wasser zu heben als Kohle — sind entweder Tageswasser, die unmittelbar von oben durchsickern, oder Grundwasser, die häufig von weit auf uns unbekannten Wegen herkommen. Die Tageswasser wechseln mit der Jahreszeit und dem Wetter, wiederholen sich aber doch mit einer gewissen Regelmäßigkeit, so daß sich der Bergmann, der sie Jahr für Jahr verzeichnet, auf sie rüsten kann. Anders die Grundwasser; es können plötzlich große Zuflüsse auftreten, wenn eine wasserführende Kluft angeschlagen wird, und die Zuflüsse können wieder verschwinden, wenn die Kluft versiegt oder durch Dämme abgesperrt wird. Die durchsickernden oder durchbrechenden Wasser fließen in den Wasserseigen der Strecken und Querschläge nach dem Schacht in den sogenannten Sumpf. Der Sumpf ist eine lange Strecke oder eine Reihe solcher Strecken, die einige Meter unter der Fördersohle liegen. Im Sumpfe soll das Wasser den Schlamm absetzen, und der Sumpf soll die Zuflüsse für einige Zeit — mindestens einige Stunden — aufnehmen können, damit kurze Instandhaltungsarbeiten an der Pumpe ausgeführt werden können, und man im Betriebe der Wasserhaltungsmaschine größere Freiheit hat.

Die Wasser fließen auf den einzelnen Sohlen zu, und es entsteht die Frage, ob man auf jeder Sohle Pumpen aufstellt, ob man dabei die Wasser von einer Sohle der andern zuhebt oder gleich zutage hebt, oder ob man den Maschinenbetrieb auf einer oder zwei Sohlen, auf die das Wasser der oberen Sohlen herabfällt, zusammendrängt. Regeln lassen sich nicht geben, da die Verhältnisse sehr verschieden liegen. Den Maschinenbetrieb auf einer Sohle zusammenzudrängen, hat große Vorteile; es ist aber damit, wenn man das Gefälle von den oberen Sohlen, wie es vielfach geschieht, nicht ausnutzt, eine beträchtliche Kraftvergeudung verbunden. Die Kraftvergeudung fällt fort, wenn man das Wasser von der oberen Sohle mit Druck in die Pumpe auf der unteren Sohle eintreten läßt. Über diesen Betrieb mit Abfallwasser, der sowohl mit Kolbenpumpen als mit Kreiselpumpen durchführbar ist, vgl. Ziffer 170 und Abb. 339.

Bei den Wasserhaltungsmaschinen ist die älteste, die Gestängewasserhaltung[1] — zu ihrer Zeit ein Meisterwerk des Maschinenbaues —, aus dem Wettbewerb ausgeschieden. Man regelte ihre Fördermenge, indem man mit Katarakten die Hubpausen länger oder kürzer einstellte. Man konnte so beliebig wenig Hübe einstellen, nach oben gelangte man aber bald an die Grenze. Die Gestängewasserhaltungen waren teuer, schwer, nicht leistungsfähig. Wegen der Pumpen selbst vgl. die frühere Abb. 351. Etwa 1870 wurden bei uns die unterirdischen Dampfwasserhaltungen eingeführt, die im Laufe der Jahre große Verbreitung gefunden haben. Mit dem Wasser, das sie heben, ist der Dampf, den sie brauchen, niederzuschlagen; deshalb ist die Teufe, für die sie anwendbar sind, begrenzt. Die tiefsten Dampfwasserhaltungen im Ruhrbezirk fördern aus über 600 m Teufe; für beste Maschinen sind aber alle Teufen, die wir bisher haben, erreichbar. Braucht nämlich eine Wasserhaltung, bezogen auf gehobenes Wasser, 9 kg Dampf/PSh und rechnet man für das Niederschlagen des Dampfes die 30fache Wassermenge, so sind für 1 PSh 279 kg Wasser aus der Teufe $\frac{270000}{279} =$ rd. 1000 m hebbar (1 PSh = 270000 mkg).

Ein schwerwiegender Nachteil der Dampfwasserhaltungen ist, daß die Dampfleitung dauernd unter Dampf stehen muß. Dieser Nachteil macht sich besonders bemerkbar, wenn die Wasserhaltung wenig zu tun hat. Ist sie aber angestrengt tätig, verwendet man hohe Dampfdrücke und hohe Dampfgeschwindigkeiten, so fallen die Nachteile der Schachtleitung weniger ins Gewicht und die Dampfwasserhaltung arbeitet durchaus wirtschaftlich.

Abb. 363 (Haniel & Lueg) veranschaulicht die größte je gebaute Dampfwasserhaltung. Sie ist auf Zeche Gneisenau aufgestellt und hebt bei $n = 60$ Umdr. 25 m³ minutlich aus

[1] Über Gestängewasserhaltungen vgl. „Sammelwerk", Bd. IV.

500 m. Die Pumpe ist eine Zwillingsdoppelplungerpumpe mit Umführungsgestänge. Die antreibende Dampfmaschine ist eine Dreifachexpansionsmaschine mit geteiltem Niederdruckzylinder. Der Kondensator ist ein Mischkondensator, dessen Luftpumpen mit den Pumpenkolben gekuppelt sind. Der Kondensator saugt mehr Wasser an, als die Wasser-

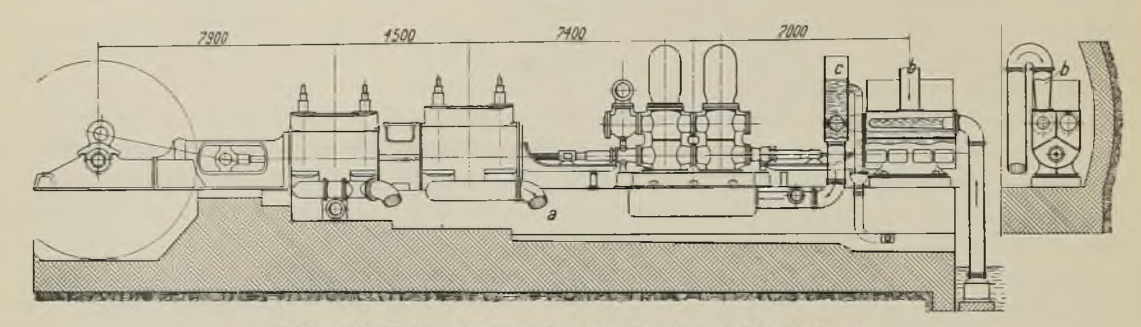


Abb. 363. Wasserhaltung für 25 m³/min aus 500 m Teufe.

haltung fördert; was zuviel ist, fließt durch den Überlauf bei *c* in den Sumpf zurück. Abb. 364 zeigt die Dampfwasserhaltung der Zeche Viktor, die 13 m³/min fördert, und daneben zum Vergleich 3 elektrisch angetriebene Turbopumpen, die zusammen 20 m³/min fördern. Über Einzelheiten der Dampfwasserhaltungen vgl. das „Sammelwerk“, Bd. IV.

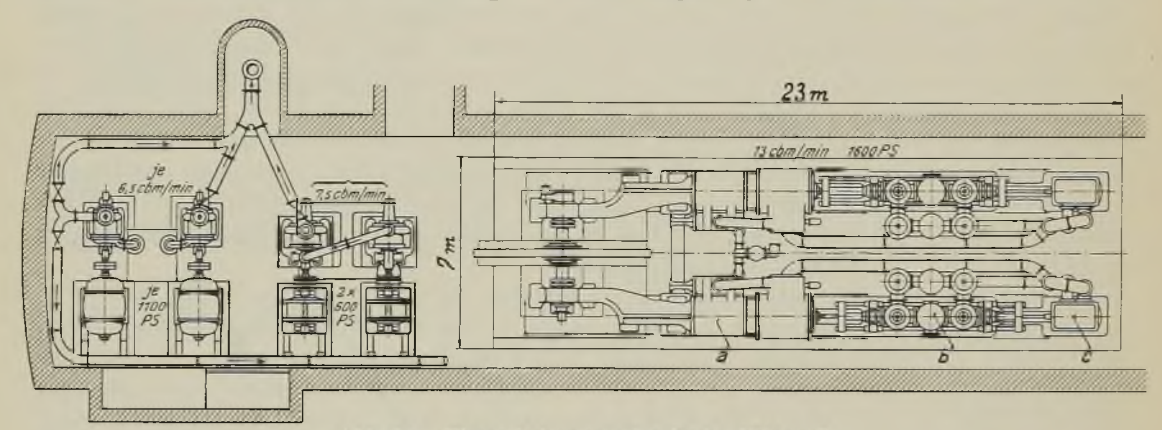


Abb. 364. Wasserhaltungen der Zeche Viktor I.

Im Wettbewerb mit den unterirdischen Dampfwasserhaltungen errangen dann die hydraulischen Wasserhaltungen eine gewisse Bedeutung. Insbesondere die von der Berliner Maschinenbau-A.-G. vorm. Schwartzkopff ausgeführte Bauart Kaselowsky-Prött fand seinerzeit schnelle Verbreitung[1]. Über Tage steht eine durch eine Dampfmaschine angetriebene Preßpumpenanlage, die Preßwasser von 250 at erzeugt. Dieses wird der Wasserhaltungspumpe unter Tage durch Rohrleitungen zugeführt, die vor Wasserstößen durch einen mit Druckluft belasteten Preßwasserakkumulator gesichert sind. Die zweiachsige Pumpe unter Tage ist schwungradlos, und ihre beiden durch das Preßwasser bewegten Antriebzylinder steuern sich gegenseitig. Diese hydraulischen Wasserhaltungen, die vorzüglich ausgeführt waren, aber auch vorzügliche Wartung erforderten, insbesondere rechtzeitigen und guten Ersatz der Dichtungen, waren wirtschaftlich, konnten sich aber gegen die aufkommenden Wasserhaltungspumpen mit direktem elektrischem Antrieb nicht halten.

Elektrisch, und zwar durch Drehstrom angetriebene Wasserhaltungen sind seit mehreren Jahrzehnten eingeführt und stellen heut trotz ihres Nachteiles, daß ihre Dreh-

[1] Vgl. den Aufsatz von Frölich in der Z. V. d. I., 1900.

zahl nicht regelbar ist, die herrschende Bauart dar. Das bezieht sich allerdings nicht so sehr auf die Kolbenpumpen als auf die im nächsten Abschnitt besprochenen Turbopumpen. Ursprünglich trieb man nur kleine Wasserhaltungskolbenpumpen elektrisch an, und zwar mittels Rädervorgeleges. Für große Wasserhaltungen ging man dann zum direkten Antrieb über, und man steigerte, um einen kleinen, günstiger arbeitenden Elektromotor zu bekommen, die Drehzahl der Kolbenpumpe weit über die bisher gewohnten Drehzahlen hinaus. Abb. 365 veranschaulicht eine von Ehrhardt & Sehmer gebaute, mit

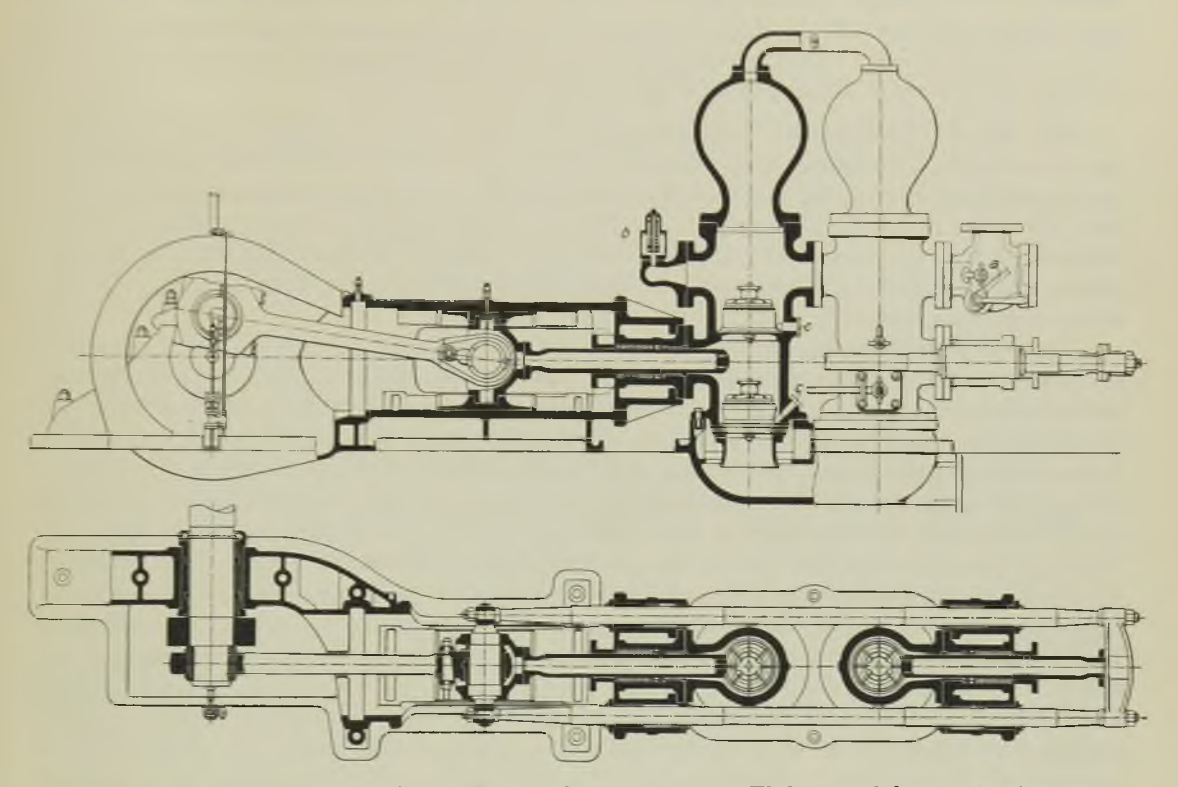


Abb. 365. Elektrisch angetriebene Wasserhaltungspumpe von Ehrhardt & Sehmer. $n = 145$.

$n = 145$ betriebene Doppelplungerpumpe, die zwar mit Rücksicht auf die hohe Drehzahl konstruiert, aber sonst normal ausgeführt ist. Von übermäßig hohen Drehzahlen ist man später wieder abgekommen. Elektrisch angetriebene Kolbenwasserhaltungen arbeiten durchaus wirtschaftlich; sie sind zwar teurer als Wasserhaltungen mit Turbopumpen, verbrauchen aber erheblich weniger elektrische Energie und ihr Wirkungsgrad hält sich besser als derjenige der Turbopumpen, die mehr unter Verschleiß leiden.

Wegen der Wirtschaftlichkeit der verschiedenartigen Wasserhaltungsantriebe vgl. den Bericht über die an Wasserhaltungen im Ruhrrevier angestellten Untersuchungen[1].

180. Die Pumpenleitungen. Wegen der Berechnung der Druckverluste in Wasserleitungen vgl. Abschnitt VII. In den Saugleitungen wählt man die Wassergeschwindigkeit etwa 0,8 bis 1 m/s. Für Druckleitungen geht man mit der Wassergeschwindigkeit höher, bis 2 m/s. Im Einzelfalle ist die Höhe des zu erwartenden Druckverlustes zu berechnen. Die Steigleitungen der Wasserhaltungen erhalten Flanschen mit Nut und Feder.

[1] Z. V. d. I. 1904.

XIX. Kreiselpumpen, Turbopumpen.

181. Leistungen und Wirkungsgrade von Kreiselpumpenanlagen. Die Nutzleistung einer zum Heben von Wasser dienenden Kreiselpumpenanlage und der Gesamtwirkungsgrad der Anlage sind gemäß Ziffer 166, die Nutzleistung einer Kreiselpumpe, die p_{at} Druck erzeugt, und ihr Wirkungsgrad gemäß Ziffer 167 zu berechnen. Wegen des erheblich schlechteren Wirkungsgrades der Kreiselpumpe setze man den Energiebedarf einer Wasserhaltung mit elektrisch angetriebener Kreiselpumpe, die Q m³/min h m hoch hebt $= 0{,}25 \cdot h \cdot Q$ kW. Der Wirkungsgrad bester Hochdruckpumpen ist etwa 78 %; einfachere und kleinere Pumpen haben schlechteren Wirkungsgrad.

182. Art und Wirkung der Kreiselpumpen. Bei einer Kreiselpumpe (oder Schleuderpumpe oder Zentrifugalpumpe) wird das Wasser durch ein Schaufelrad gefördert, in das es axial eintritt, radial zum Umfang läuft und von dort etwa tangential abgeschleudert wird. Im Rade wird der Druck des Wassers hauptsächlich durch die Fliehkraft gesteigert; indem das vom Rade mit großer Geschwindigkeit abgeschleuderte Wasser verzögert wird, erfährt das Wasser eine weitere Drucksteigerung durch Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck.

Von einer Turbopumpe spricht man, wenn das Laufrad in ein Leitrad auswirft. Solche Leiträder ordnet man bei Kreiselpumpen für höhere Drücke und insbesondere bei mehrstufigen Pumpen an; das Wesen der Pumpe wird aber nicht dadurch bestimmt, ob ein Leitrad vorhanden ist oder nicht, so daß grundsätzlich Kreiselpumpen mit und ohne Leitrad übereinstimmen. Man kann eine Turbopumpe als Umkehrung einer Radialturbine, z. B. nach Abb. 167, auffassen. Ein bedeutsamer Unterschied besteht darin, daß die Wirkung der Turbine nicht auf der Wirkung der Fliehkraft beruht, während bei der Turbopumpe oder allgemein bei der Kreiselpumpe die Fliehkraftwirkung entscheidend ist.

Die Kreiselpumpen wurden ursprünglich für große Fördermengen und niedrige Druckhöhen angewendet, insbesondere zur Förderung unreinen, sandigen, schlammigen Wassers. Wegen ihrer Leistungsfähigkeit, Billigkeit, Unempfindlichkeit ist die Kreiselpumpe, die keine Kolben, keine Ventile hat, für die genannten Aufgaben der Kolbenpumpe weit überlegen. Nachdem man die Kreiselpumpe durch Einbau von Leiträdern und mehrstufige Anordnung für die Erzeugung höherer Drücke befähigt hat, werden diese Turbopumpen als Kesselspeise-, Wasserwerks-, Wasserhaltungs- und Preßpumpen verwendet. Je nach dem zu erzeugenden Drucke ist für die Turbopumpe eine gewisse Mindestfördermenge nötig, damit sie im Wettbewerb mit der Kolbenpumpe besteht.

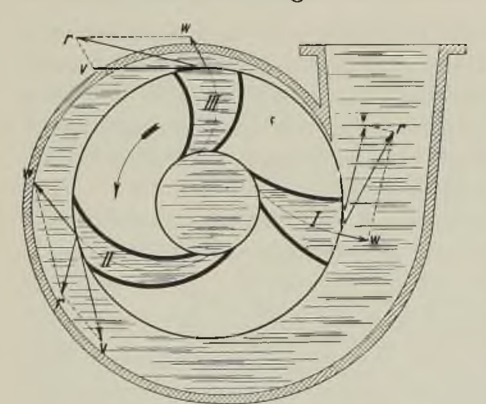


Abb. 366. Schema der Kreiselpumpe.

Abb. 366 zeigt schematisch eine Kreiselpumpe einfachster Bauart, deren Laufrad in ein sogenanntes Spiralgehäuse mit Diffusor auswirft. Am Laufrade sind drei verschiedene Schaufelformen angedeutet: *I* ist die radiale, *II* die rückwärtsgekrümmte, *III* die vorwärtsgekrümmte Form. Diese Unterscheidung bezieht sich nur darauf, wie die Schaufeln außen enden. Denn am inneren Ende sind alle Schaufeln gleich gekrümmt nämlich so, daß sie bei der Drehung in das zuströmende Wasser einschneiden. Der Drehsinn des Schaufelrades ist also dadurch festgelegt, wie die Schaufeln am inneren Ende geformt sind. Beim dargestellten Schaufelrade ist nur der eingezeichnete Umlaufsinn möglich. Würde man das Rad verkehrt auf die Welle stecken, so würden die Schaufelenden mit ihrem Rücken auf das zuströmende Wasser schlagen, und die Pumpe würde weniger Wasser und weniger hoch fördern.

Wie hoch eine Kreiselpumpe eine Flüssigkeit zu fördern vermag, hängt nicht davon ab, ob die Flüssigkeit schwer oder leicht ist. Wenn nämlich eine Pumpe auf dem Versuchstande reines Wasser 600 m hoch fördert, so fördert sie als Wasserhaltungspumpe mit derselben Drehzahl Sole, die schwerer als Wasser ist, ebenfalls 600 m hoch. Der von der Pumpe erzeugte, in at gemessene Druck und der Kraftbedarf der Pumpe ändern sich selbstverständlich proportional dem spezifischen Gewicht der geförderten Flüssigkeit.

Theoretisch erzeugt ein Schaufelrad mit radial endenden Schaufeln, dessen Umfanggeschwindigkeit v m/s ist, einen Druck $= \frac{v^2}{g}$ m Flüssigkeitssäule. In den Schaufelkanälen wird durch die Fliehkraft der Anteil $\frac{v^2}{2g}$ erzeugt, und durch Umsetzung der Geschwindigkeit in Druck erhält man im Gehäuse oder im Leitrade ebenfalls den Anteil $\frac{v^2}{2g}$. Bei vorwärtsgekrümmten Schaufeln ist der gesamte erzeugte Druck größer als $\frac{v^2}{g}$, weil das Wasser mit größerer Geschwindigkeit als bei radialen Schaufeln abgeschleudert wird, und bei rückwärtsgekrümmten Schaufeln ist der gesamte erzeugte Druck kleiner als $\frac{v^2}{g}$, weil das Wasser mit geringerer Geschwindigkeit abgeschleudert wird. Die rückwärtsgekrümmte Schaufelform ist jedoch vorzuziehen, weil bei ihr das Wasser durch die Fliehkraft eine geringere Beschleunigung, dafür aber eine umso größere direkte Drucksteigerung im Schaufelkanal erfährt, welche günstiger ist als die mit größeren Verlusten wirkende Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck im Leitkanal. Dazu kommt, daß sich bei vorwärtsgekrümmten Schaufeln der erzeugte Druck viel stärker mit der Fördermenge ändert, als bei rückwärtsgekrümmten Schaufeln, so daß für Pumpen, die hauptsächlich statischen Druck zu überwinden haben, vorwärtsgekrümmte Schaufeln überhaupt nicht in Frage kommen. Aus diesem Grunde werden Kreiselpumpen fast ausschließlich mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln ausgeführt.

Eine Pumpe mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln üblicher Form erzeugt theoretisch einen Druck von etwa $\frac{v^2}{13}$ m Flüssigkeitssäule. (Je stärker die Schaufeln nach rückwärts gekrümmt sind, um so kleiner ist der erzeugte Druck.) Die tatsächlich erreichbare Förderhöhe ist wegen der Verluste erheblich kleiner. Man rechnet, daß Wasserhaltungspumpen etwa $\frac{v^2}{18}$, gute Niederdruckpumpen etwa $\frac{v^2}{22}$ m hoch fördern, wobei kleine Druckverluste in den Leitungen vorausgesetzt sind.

Mit der Umfanggeschwindigkeit der Schaufelräder geht man nur auf 35 bis 39 m/s, weil sonst die Räder zu sehr verschleißen. Bei großen Wassermengen (über 10 m³/min) läßt man bei Verwendung von Spezialwerkstoffen auch 45 bis 50 m/s zu. Mit einem Rade sind also bei Wasserhaltungen Förderhöhen von $\frac{35^2}{18}$ bis $\frac{39^2}{18}$, d. h. von höchstens rd. 68 bis 84 m überwindbar, so daß man in der Regel nicht mit einem Rade auskommt, sondern mehrere Räder hintereinander schalten muß. Dem stehen aber keine Bedenken entgegen, weil der Wirkungsgrad der mehrstufigen Pumpe nicht schlechter, sondern sogar besser als der der einstufigen ist. In einem Gehäuse vereinigt man bis zu 6, höchstens 12 Räder; reichen die nicht aus, muß man zwei Pumpensätze hintereinander schalten. Über die konstruktive Ausbildung der mehrstufigen Pumpen siehe Ziffer 184.

183. Verhalten der Kreiselpumpen bei Änderung der Fördermenge, der Umlaufzahl und der Druckhöhe. Die Kennlinien der Kreiselpumpen. Die sehr verwickelten Verhältnisse lassen sich rechnerisch schwer verfolgen, aber zeichnerisch bequem übersehen. Die Grundlage bildet das Qh-Diagramm, das zeigt, wie sich der von der Pumpe bei unveränderter Drehzahl erzeugte Druck ändert, wenn sich die Fördermenge ändert. Bei der Fördermenge Null, d. h. wenn die Pumpe gegen den geschlossenen Absperrschieber wirkt, wird der Druck hauptsächlich durch die Fliehkraft und nur zu einem geringen Teile durch Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck erzeugt, indem das Laufrad, weil die Pumpe nicht völlig dicht ist, ein wenig Wasser abschleudert und wieder ansaugt. Je mehr man den

Absperrschieber öffnet, je mehr Wasser vom Schaufelrad abgeschleudert wird, um so mehr Druck wird durch Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck erzeugt, so daß die Linie des erzeugten Druckes ansteigt. Das geht aber nur bis zu einer gewissen Fördermenge, weil die Strömungsverluste in der Pumpe mit der Fördermenge quadratisch zunehmen. Dann hat die Linie des erzeugten Druckes den Scheitelpunkt erreicht, und fällt wieder ab. Bei den meisten Kreiselpumpen und auch bei den Kreiselgebläsen hat die Linie des erzeugten Druckes den gekennzeichneten Verlauf, daß mit zunehmender Fördermenge der Druck erst ansteigt, dann abfällt.

Für eine bestimmte Pumpe oder eine bestimmte Pumpenart wird die Linie des erzeugten Druckes auf dem Versuchstande aufgenommen. Abb. 367 zeigt die in der Bo-

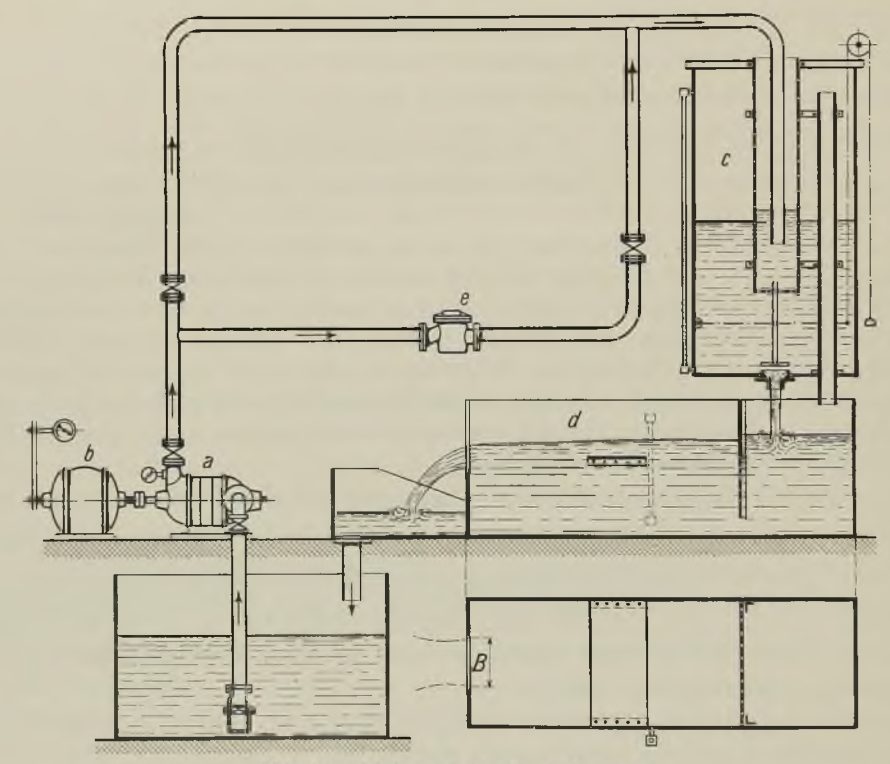


Abb. 367. Meßstand für Kreiselpumpen.

chumer Bergschule vorhandene Versuchsanordnung. Die mehrstufige Turbopumpe *a* wird von dem Verbundgleichstrommotor *b* mit $n = 1500$ getrieben. Die Fördermenge wird mit dem hinter der Pumpe sitzenden Absperrschieber geregelt, der mehr und mehr geöffnet wird. Der erzeugte Druck wird mittels Vakuummeters und Manometers gemessen, wozu noch die Höhe von der Pumpe bis zum Auslauf hinzutritt. Die geförderte Wassermenge, die in den Behälter *c* ausgegossen wird, wird mittels einer Düse gemessen, indem man die Höhe des Wasserstandes über der Düsenmündung an einem Wasserstandglase abliest. Als zweite Meßeinrichtung ist ein Überfallwehr vorhanden[1]. Ist bei der Messung die Drehzahl nicht genau gehalten, oder will man den Druckverlauf für eine andere, nicht sehr abweichende Drehzahl berechnen, so muß man quadratisch umrechnen. 1 % Drehzahländerung verursacht also 2 % Druckänderung.

In Abb. 368 bedeuten die Linien *I* den von einer Kreiselpumpe der Firma C. H. Jäger & Co. bei verschiedenen Drehzahlen erzeugten Druck in Abhängigkeit von der Fördermenge, die normal 6,6 m³/min ist. Linie *II* bedeutet den zu überwindenden statischen Druck, bei Wasserhaltungen die Förderhöhe, die hier 480 m beträgt. Linie *III* ist der ge-

[1] Vgl. Ziffer 256.

samte zu überwindende Druck, bei Wasserhaltungen die manometrische Förderhöhe, d. h. die Summe des statischen Druckes und der Widerstandshöhe, die quadratisch mit der Fördermenge zunimmt[1]. Wo die Linie (*I*) des erzeugten Druckes die Linie (*III*) des zu überwindenden Druckes schneidet, auf dem Punkte arbeitet die Pumpe. Bei der normalen Drehzahl $n = 1480$ fördert die Pumpe 6,6 m³/min gegen 520 m Druck. Bei der höchsten Drehzahl $n = 1525$ fördert die Pumpe 7,4 m³/min, bei der niedrigsten Drehzahl $n = 1435$ 5,8 m³/min. 1 % Änderung der Drehzahl verursacht 4 % Änderung der Fördermenge. Bei $n = 1335$ fällt die Pumpe ab, d. h. der Druck in der Leitung überwiegt den Pumpendruck, und das Rückschlagventil hinter der Pumpe geht nieder, worauf die Pumpe im toten Wasser weiter arbeitet. Die Pumpe ist dann stillzusetzen und von neuem anzulassen. Unterhalb der Linie für den Druckverlauf ist aufgetragen, wie sich der Kraftbedarf (N) und der Wirkungsgrad η der Pumpe mit der Fördermenge ändert. Bei der Fördermenge Null, wenn die Pumpe im toten Wasser arbeitet, braucht sie 480 PS, bei normaler Förderleistung 1040 PS, so daß die Pumpe, wenn sie gegen den abgesperrten Schieber arbeitet, 46 % der vollen Leistung verbraucht. Der Wirkungsgrad η hält sich innerhalb der Förderleistungen, die praktisch in Frage kommen, auf ungefähr gleicher Höhe (75 %), sinkt aber bei abnehmender Leistung schnell. In Abb. 369 sind für dieselbe Pumpenanlage der

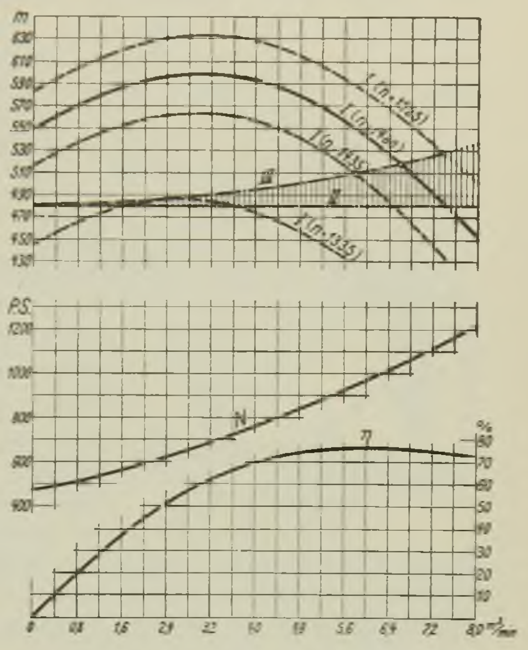


Abb. 368. Kennlinien einer Kreiselpumpe in Abhängigkeit von der Fördermenge.

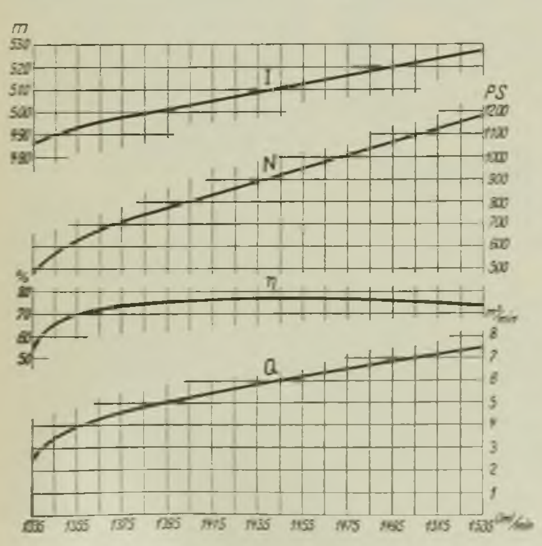


Abb. 369. Kennlinien einer Kreiselpumpe in Abhängigkeit von der Drehzahl.

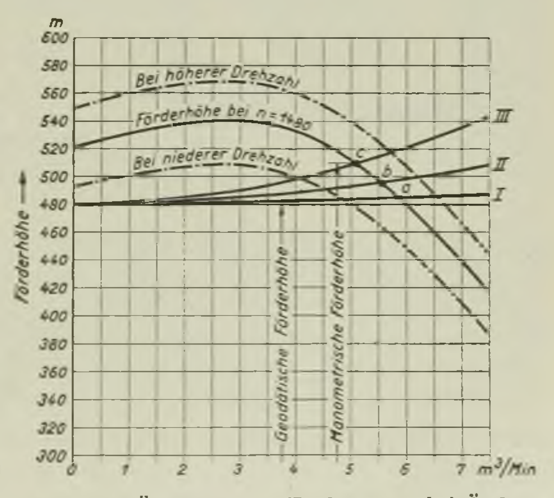


Abb. 370. Änderung der Fördermenge bei Änderung der zu überwindenden Druckhöhe.

zu überwindende Druck (*I*), die Antriebleistung (*N*), der Wirkungsgrad (η) und die Förderleistung (Q) in Abhängigkeit von der Drehzahl aufgetragen.

[1] Wegen der Berechnung der Druckverluste in der Leitung siehe Ziffer 57.

Wie sich die Pumpe verhält, wenn sich die zu überwindende Druckhöhe ändert, ergibt sich, wenn man in das Qh-Diagramm die neue Drucklinie einzeichnet. Abb. 370 (AEG) veranschaulicht den praktisch wichtigen Fall, daß mehrere, hier 3 Pumpen gleicher Art und Größe in eine gemeinsame Steigleitung fördern. Die manometrische Förderhöhe verläuft nach Linie I, wenn nur 1 Pumpe fördert, und nach den Linien II und III, wenn 2 bzw. 3 Pumpen fördern. Im ersten Fall arbeitet die Pumpe auf Punkt a und fördert 5,8 m³/min; sind 2 Pumpen in Betrieb, so arbeiten sie auf Punkt b und fördern je 5,6 m³/min, sind alle 3 Pumpen im Betrieb, so arbeiten sie auf Punkt c und fördern je 5,2 m³/min.

Abb. 371.

Abb. 371 veranschaulicht schließlich den Fall, daß die Pumpe erheblich höhere Drücke erzeugt, als nötig ist. Dann ist der überschüssige Druck abzudrosseln, wobei die Fördermenge bis auf Null regelbar wird. Die größte zulässige Fördermenge ergibt sich, wenn der Strommesser des antreibenden Elektromotors die höchst zulässige Stromstärke anzeigt (Q'_{max}).

184. Der Aufbau der Kreiselpumpen. Bei gegebener Drehzahl ist der Durchmesser des Laufrades durch die Förderhöhe bestimmt; bei kleinen Drehzahlen erhält man große, bei hohen Drehzahlen kleine Durchmesser. Die Breite des Laufrades ist durch die Fördermenge bestimmt. Bei kleinen Fördermengen werden die Räder schmal; damit die Räder im Verhältnis zum Durchmesser nicht zu schmal werden, ist gegebenenfalls der Durchmesser zu verringern und die Drehzahl zu erhöhen. Umgekehrt erhalten mit hoher Drehzahl laufende Räder für kleine Förderhöhen so kleine Durchmesser, daß man sie nicht so breit ausführen kann, wie es die Fördermenge erheischt; dann hilft man sich, indem man mehrere Räder parallel schaltet (vgl. die Kühlwasserpumpen von Kondensationen, Ziffer 94).

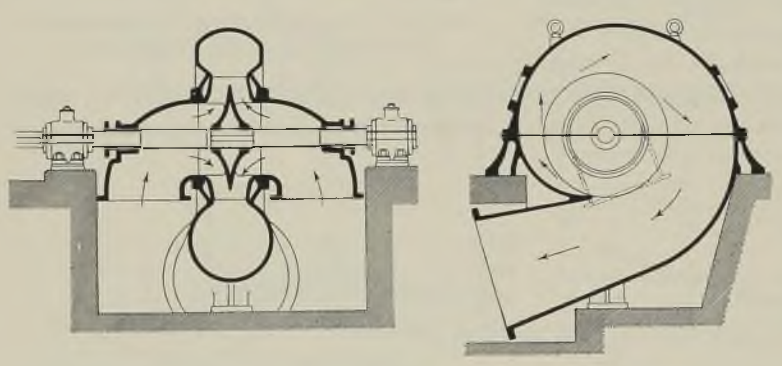


Abb. 372. Niederdruckkreiselpumpe mit 2seitigem Einlauf.

Niederdruckpumpen werden meist mit Spiralgehäuse und anschließendem Auslaufstutzen ausgeführt; für bessere Pumpen ordnet man ein Leitrad an. Hochdruckpumpen werden mit Leiträdern und mehrstufig ausgeführt. Die Abb. 372 und 373 zeigen Niederdruckpumpen mit Spiralgehäuse und zweiseitigem Einlauf. Abb. 374 (Balcke) veranschaulicht eine Niederdruckpumpe mit Leitrad und einseitigem Einlauf. Abb. 375 (Jaeger) stellt eine 6stufige Wasserhaltungspumpe dar. Die 400 mm großen Laufräder der Jaeger-Pumpe haben bei $n = 1480$ 31 m/s Umfanggeschwindigkeit und fördern nach unsrer Überschlagformel je $\frac{31^2}{18} =$ rd. 54 m, zusammen 324 m hoch.

Abb. 376 zeigt eine 4stufige Hochdruckkreiselpumpe (Weise Söhne), die als Kesselspeisepumpe für Heißwasserförderung gebaut ist. Die Pumpe hat Laufräder von 265 mm Durchm., die bei $n = 2900$ eine Umfanggeschwindigkeit von 40 m/s haben, womit bei 4 Stufen ein Enddruck am Druckstutzen von 360 m WS erreicht wird. Der Enddruck bei Kesselspeisepumpen muß entsprechend den Leitungswiderständen und der geodätischen Förderhöhe größer sein als der Höchstdruck des Kessels. Bei Kesseldrücken von

10 bis 25 at rechne man einen Zuschlag von 3 at, von 30 bis 50 at einen Zuschlag von 4 bis 5 at. Die beiden letztgenannten Pumpen gehören der Ringtype an, da das Gehäuse, entsprechend der Stufenzahl, aus einzelnen Ringen zusammengebaut ist. Ihr Gegenstück ist die Gehäusetype, bei der das Gehäuse als Ganzes ausgebildet ist.

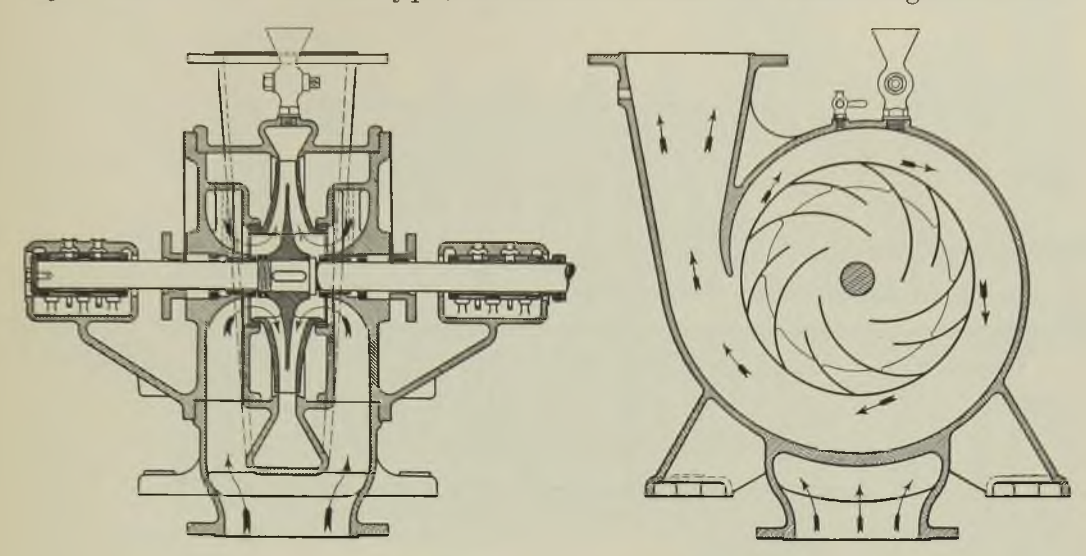


Abb. 373. Niederdruckkreiselpumpe (Jaeger).

185. Vergleich zwischen Kolbenpumpen und Kreiselpumpen. In der Wirkung, in den Betriebsbedingungen, der Reglung usw. sind Kreiselpumpe und Kolbenpumpe in schärfster Weise unterschieden. Bei der Kolbenpumpe verdrängt der Kolben bei jedem Hub immer dieselbe Wassermenge, gleich, ob die Pumpe schnell oder langsam läuft, ob sie gegen hohen Druck fördert, oder gegen niedrigen; die Förderleistung der Kolbenpumpe ist der Drehzahl proportional und ihr Wirkungsgrad ändert sich nicht wesentlich, ob sie viel oder wenig fördert. Die Kreiselpumpe muß aber, um gegen einen gewissen Druck zu fördern, mit einer gewissen Drehzahl umlaufen. Ist diese Drehzahl, wie beim Antriebe durch einen Drehstrommotor, unveränderlich, so kann die Kreiselpumpe gegen höheren Druck als normal überhaupt nicht, gegen niedrigeren nur ungünstig fördern. Eine Turbopumpe also, die durch einen 4poligen Drehstrommotor mit $n = 1480$ angetrieben, von der 600-m-Sohle fördert, würde mit dieser Drehzahl von der 700-m-Sohle überhaupt nicht, von der 500-m-Sohle nur in der Weise fördern, daß ein Teil des erzeugten Druckes abgedrosselt wird. Die Eigenart der Kreiselpumpe tritt ferner hervor, wenn sich ihre Drehzahl ändert. Bei Turbopumpen, die hauptsächlich statischen Druck und verhältnismäßig geringe Strömungswiderstände zu überwinden haben, wie es bei Wasserhaltungspumpen und Preßpumpen der Fall ist, bedingt eine Änderung der Drehzahl um 1 %, eine Änderung der Fördermenge um etwa 4 bis 5 %. Unterschreitet die Drehzahl eine gewisse Grenze oder nimmt der zu überwindende statische Druck um ein gewisses Maß zu, so hört die Turbopumpe überhaupt auf zu fördern; sie „fällt ab“ und arbeitet im toten Wasser weiter, wobei sie, obwohl sie kein Wasser mehr fördert, noch etwa ein Drittel des Kraftbedarfes wie bei voller Leistung hat. Überwiegen die Strömungswiderstände, so werden die Verhältnisse für die

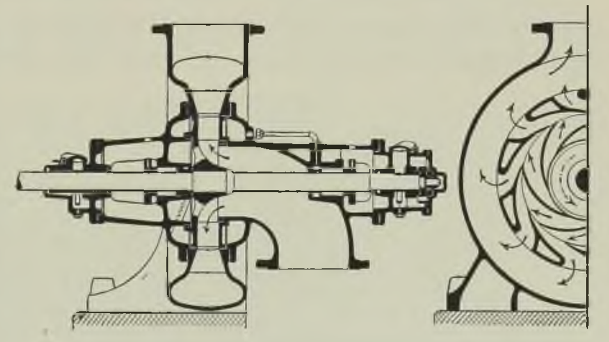


Abb. 374. Niederdruckkreiselpumpe mit Leitrad.

Kreiselpumpe viel günstiger. In bezug auf den Umlaufsinn besteht der kennzeichnende Unterschied zwischen Kolben- und Kreiselpumpe, daß die Kolbenpumpe in derselben Weise wirkt, ob sie rechts oder links herum läuft, während die Kreiselpumpe nur in einem, durch die Schaufelform gegebenen Sinne umlaufen darf.

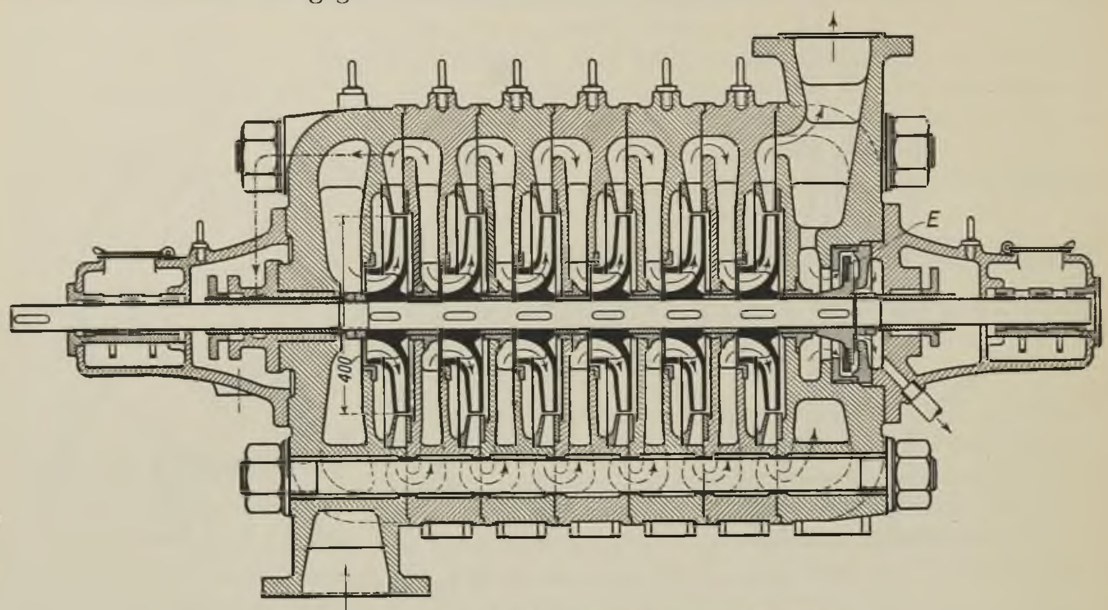


Abb. 375. 6stufige Hochdruckkreiselpumpe (Jaeger).

Im Betriebe ergibt sich schließlich noch ein ins Auge fallender Unterschied in bezug auf die Messung der geförderten Wassermenge. Die Kolbenpumpe wirkt selbst als zuverlässiger Wassermesser, so daß es genügt, ihre Umdrehungen zu zählen. Bei Kreisel-

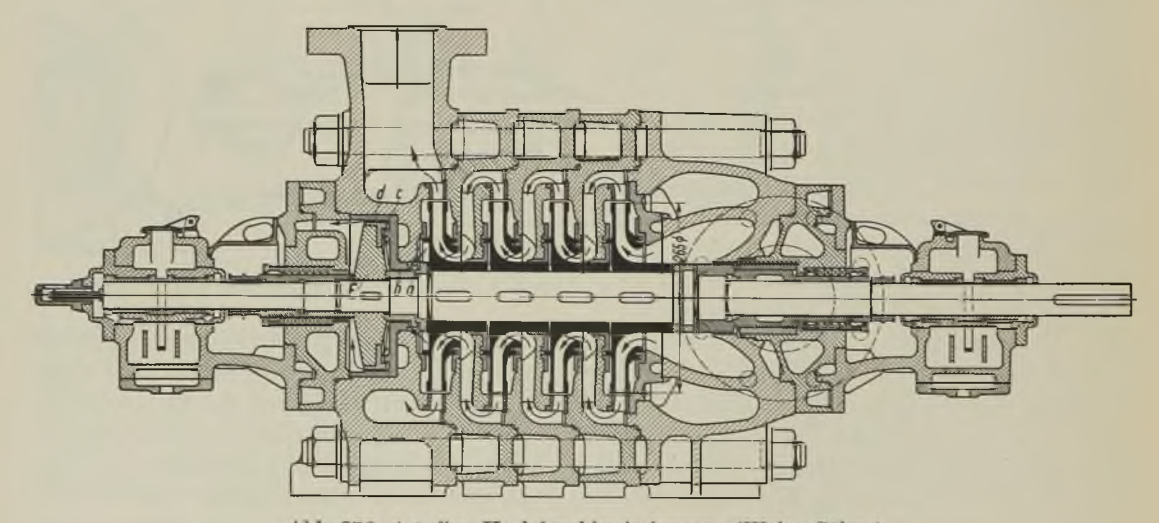


Abb. 376. 4stufige Hochdruckkreiselpumpe (Weise Söhne).

pumpen fällt das weg. Bei elektrisch angetriebenen Wasserhaltungskreiselpumpen kann man zwar aus ihrem Strombedarf auf die Fördermenge schließen; doch ist es richtiger, die Fördermenge mittels Überfallwehres zu messen und aufzuzeichnen.

186. Entstehung und Ausgleich des Axialschubes. Bei den Laufrädern mit einseitigem Einlauf entsteht ein der Strömung entgegengerichteter Axialschub, weil der Saugmund geringeren Druck empfängt als die entsprechende Fläche auf der entgegengesetzten

Radseite. Früher glich man den Axialschub aus, indem man nach dem Vorbild von Jaeger auf der anderen Radseite durch eine besondere Dichtungsleiste eine dem Saugmunde gleichgroße Fläche schaffte, die man durch Verbindungslöcher vom Saugmunde aus beaufschlagen ließ, wie es Abb. 374 veranschaulicht. Bei mehrstufigen Pumpen kann man, wie es Sulzer ursprünglich getan hat, die Räder paarweis gemäß Abb. 381 gegeneinander schalten. Am gebräuchlichsten ist es, bei mehrstufigen Pumpen alle Räder zusammen durch einen gemeinsamen Entlastungskolben oder eine gemeinsame Entlastungsscheibe auszugleichen. Letztgenannte Anordnung wird durch Abb. 377 (R. Wolf) veranschaulicht. Die Welle muß axiales Spiel haben. Die Entlastungsscheibe *a* wird durch Druckwasser der letzten Stufe beaufschlagt, das durch einen inneren (*b*) und einen äußeren (*c*) Spalt abströmt. Der Axialschub drängt die Welle nach rechts, so daß der innere Spalt an der Entlastungsscheibe eng, der äußere weit wird. Die Entlastungsscheibe empfängt also innen den vollen Druck der letzten Stufe, während auf der äußeren Seite ein viel kleinerer Druck herrscht, weil das Wasser außen bequemer abströmt; infolgedes drängt die Entlastungsscheibe die Welle nach links. In die genaue, für den richtigen Ausgleich erforderliche Lage stellt sich die Welle selbsttätig ein. Diese Art des Ausgleiches wird viel angewendet, vgl. auch Abb. 375, hat aber den Nachteil, daß hochgepreßtes Wasser verloren geht, zuweilen infolge Verschleißes der Spaltflächen mehr, als man denkt. Vorteilhafter ist in dieser Hinsicht der Ausgleich bei der Pumpe von Weise Söhne (Abb. 376). Es kommt dasselbe Prinzip der Entlastung zur Anwendung, doch sind zur Verringerung der Druckwasserverluste insgesamt 4 Drosselspalte angeordnet, zwei axiale (*a* und *c*) und zwei radiale (*b* und *d*).

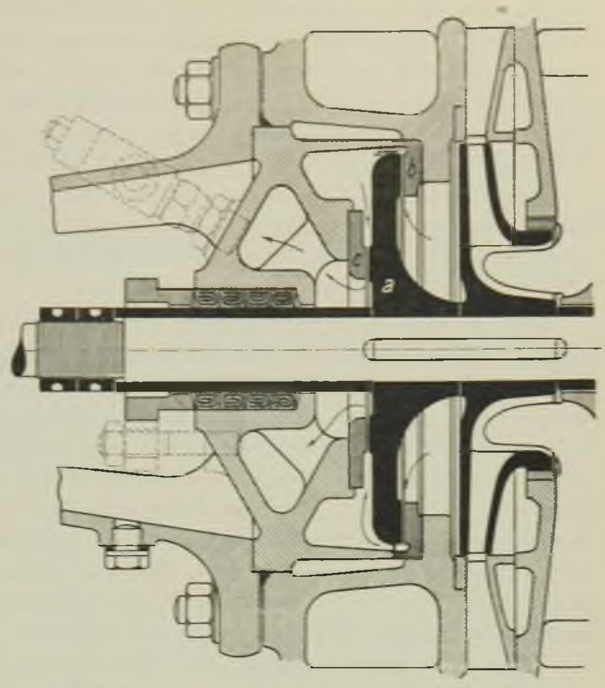
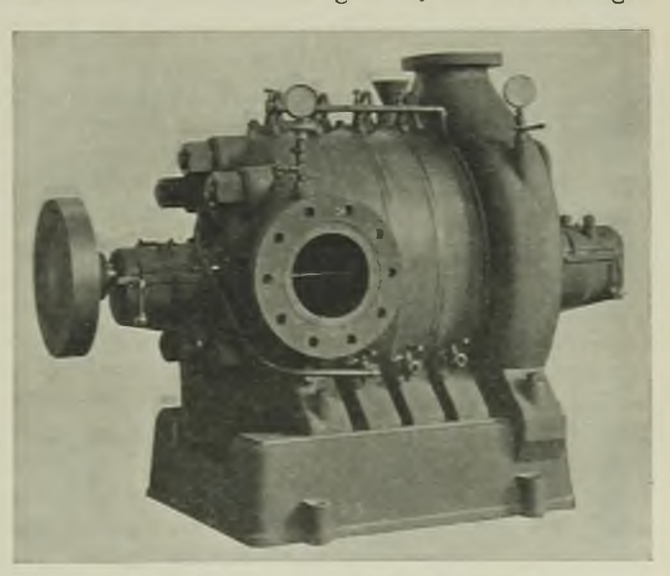


Abb. 377. Ausgleich des Axialschubes mittels Entlastungsscheibe (R. Wolf, Magdeburg).


Abb. 378. Jaegerpumpe nebst Ausrüstung.

187. Ausrüstung und Inbetriebsetzung der Kreiselpumpen. Kreiselpumpen vermögen nicht trocken anzusaugen, sondern müssen gefüllt werden. Die Entlüftungshähne (siehe Abb. 378) sind zu öffnen und solange offen zu halten, bis Wasser herausfließt. Das zum Füllen dienende Wasser läßt man entweder aus der Druckleitung überströmen oder füllt es durch einen Trichter ein. Die Saugleitung braucht ein Fußventil. Hinter der Pumpe ist

ein Absperrschieber anzuordnen, der beim Ansetzen und der Regelung der Pumpe verwendet wird. Dahinter ist eine Rückschlagklappe einzubauen, damit beim Stillsetzen der Pumpe die Druckwassersäule nicht zurückfällt. Die Rückschlagklappe ist mit einem absperrbaren Umlauf zu versehen, damit man die Pumpe beim Ansetzen aus der Druckleitung füllen kann. Ferner gehören zur Ausrüstung: Entwässerungshähne, Vakuummeter und Manometer, Leitungen für die Kühlung der Lager und die Abdichtung der Saugstopfbüchse mittels der Pumpe entnommenen Druckwassers. Windkessel wie bei den Kolbenpumpen fallen selbstverständlich bei Kreiselpumpen weg.

Beim Anlassen der Pumpe ist der Absperrschieber langsam zu öffnen, wobei die Druckwassersäule allmählich beschleunigt wird. Falls die Pumpe abgefallen ist, ist der Absperrschieber zu schließen, und man läßt die Pumpe von neuem an, indem man den Absperrschieber wieder allmählich öffnet.

188. Antrieb und Reglung der Kreiselpumpen. Werden die Kreiselpumpen mit nicht veränderbarer Drehzahl durch Riemen oder elektrisch angetrieben, so kann man die Fördermenge nur regeln, wenn die Pumpe überschüssigen Druck erzeugt, den man mit dem Absperrschieber mehr oder weniger abdrosselt, wie es Abb. 371 veranschaulicht. Ist kein überschüssiger Druck vorhanden, kann man die Fördermenge nicht beeinflussen und muß auch die Schwankungen der Fördermenge in Kauf nehmen, die entstehen, wenn die Drehzahl schwankt[1]. Stärkere Schwankungen treten auf, und die Gefahr des Abfallens besteht, wenn, wie bei Wasserhaltungen, hoher statischer Druck und kleine Strömungswiderstände zu überwinden sind. Bei den meisten Niederdruckpumpenanlagen sind aber recht erhebliche Strömungswiderstände vorhanden, dank denen die Kreiselpumpe weniger empfindlich gegen Schwankungen der Drehzahl wird.

Wird eine Kreiselpumpe oder Turbopumpe durch eine Dampfturbine angetrieben, wie man es bei Kesselspeisepumpen und Wasserwerkpumpen hat, kann man bequem in weiteren Grenzen regeln. Bei Kesselspeisepumpen wird die antreibende Dampfturbine selbsttätig so geregelt, daß die Pumpe einen den Kesseldruck um einige Atmosphären übersteigenden Druck erzeugt (vgl. Abb. 155). Bei Wasserwerkpumpen regelt man die antreibende Dampfturbine so, daß eine gewisse, einstellbare Fördermenge gehalten wird, unabhängig davon, wie hoch der Druck in der Wasserleitung wird.

189. Wasserhaltungen mit Turbopumpen. Man bemißt die Größe der Wasserhaltung so, daß ihre Fördermenge etwa 3mal so groß ist, wie die Zuflüsse. Es herrscht elektrischer Antrieb mittels Drehstrommotors vor. In der Regel ist der Motor vierpolig und n ist 1480. Dabei erhalten die Laufräder der Pumpe 400 bis 500 mm Durchm. Für kleinere Wassermengen und große Teufen werden auch zweipolige Motoren angewendet, wobei die Drehzahl doppelt, die Laufräder halb so groß werden. Hat die Pumpe 70% und die Pumpenleitung 95% Wirkungsgrad, so muß der Motor etwa 0,25 Qh kW leisten[2], worin Q die Fördermenge in m³/min und h die geodätische Förderhöhe ist. Es ist aber nötig, den Motor von vornherein 5 bis 10% größer zu wählen, damit er Überlastung verträgt.

Ursprünglich wurde die Turbopumpe bei Wasserhaltungen nur für Aushilfzwecke benutzt; im Laufe der Jahre gewann sie aber auch als ständige Wasserhaltung immer größere Verbreitung, obgleich sie erheblich mehr Energie verbraucht, als die Kolbenpumpe. Dieser Nachteil kommt weniger zur Geltung als ihre Vorteile: Wohlfeilheit, geringer Raumbedarf, anspruchlose Wartung. Da man die Wasserhaltung hauptsächlich dann betreibt, wenn der Strombedarf der anderen Maschinen zurückgegangen ist, braucht man den höheren Strombedarf auch nicht so einzuschätzen, als wenn seinetwegen die elektrische Kraftanlage vergrößert werden müßte. Immerhin ist neuerdings der Zug unverkennbar, die Hauptwasserhaltung nach Möglichkeit der elektrisch angetriebenen Kolbenpumpe zu übertragen. Die Kreiselpumpenwasserhaltung ist nämlich im Betriebe häufig nicht so gut, wie man denkt, sei es, daß die Pumpe von vornherein für zu hohen Druck gebaut ist, sei es, daß ihr Wirkungsgrad durch Verschleiß sehr gelitten hat. Es ist

[1] Vgl. das Diagramm Abb. 369. [2] Vgl. Ziffer 167 und Ziffer 181.

zweckmäßig, die Förderleistung dauernd mittels Überfallwehres zu messen und mit der elektrischen zu vergleichen.

Mittlere Förderhöhen sind noch mit einer Pumpe zu überwinden, größere erfordern zwei Pumpen, von denen die eine der anderen das Wasser zudrückt. Der antreibende Motor wird zwischen den beiden Pumpen aufgestellt, wie es Abb. 379 zeigt. Der in Ziffer 170 für Kolbenpumpen besprochene Betrieb mit Abfallwasser ist auch bei

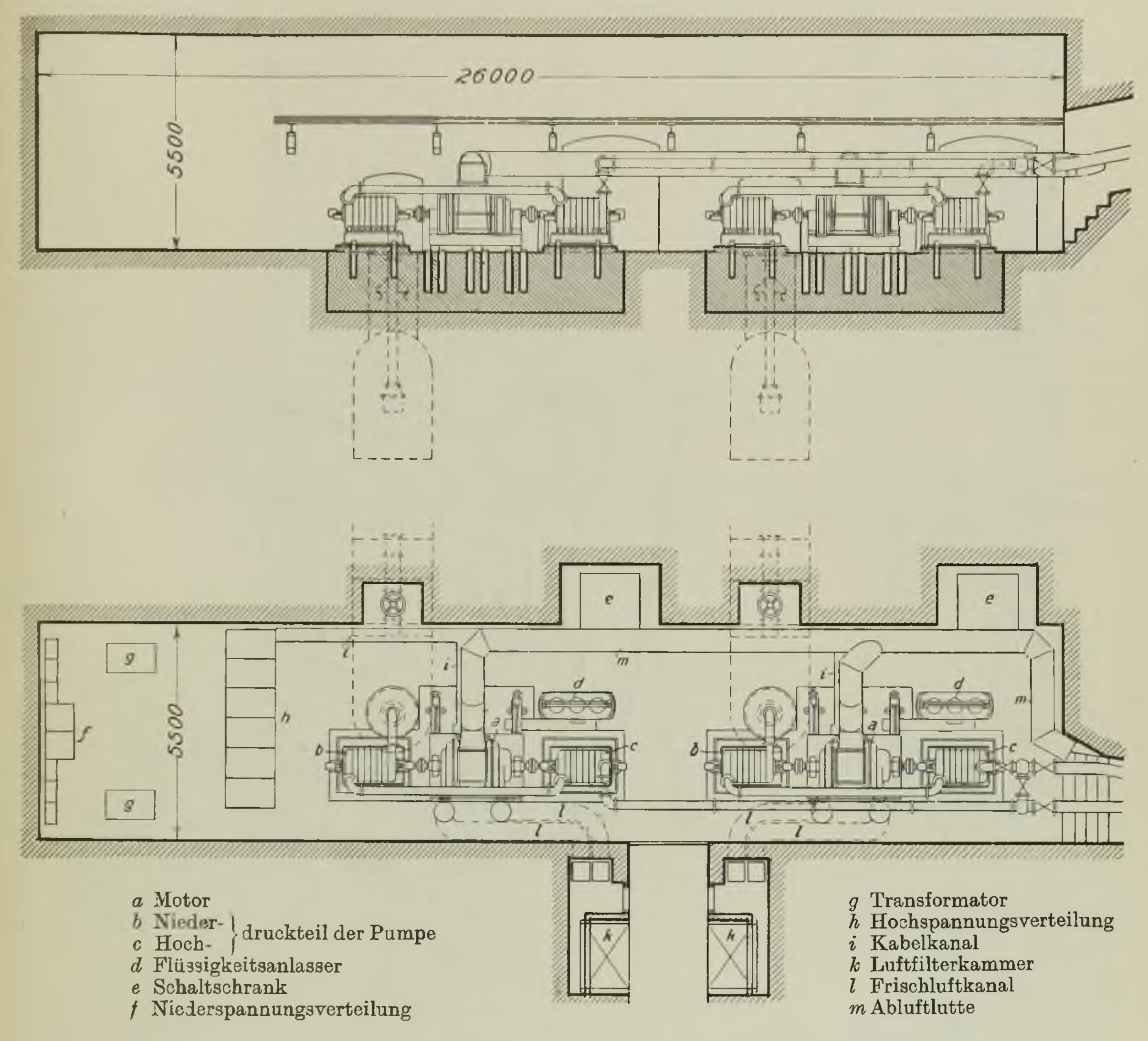


Abb. 379. Wasserhaltung der Zeche Graf Bismarck.

Turbopumpen durchführbar; man überspringt entsprechend dem Drucke, mit dem das Wasser in die Pumpe tritt, die ersten Stufen.

Über die Ausrüstung, die Inbetriebsetzung und die Reglung der Turbowasserhaltungen vgl. das in den Ziffern 187 und 188 Gesagte. Wegen der großen statischen Druckhöhe und der geringen Widerstandshöhe ist die Wasserhaltungspumpe gemäß Ziffer 183 und Ziffer 188 empfindlich gegen Änderungen der Drehzahl; sie „fällt ab“, wenn die Frequenz des antreibenden Drehstromes zu klein wird, ist aber nicht imstande, wenn die Frequenz wieder gestiegen ist, gegen die auf der Rückschlagklappe lastende Wassersäule allein anzufahren. Man merkt diesen Zustand am Strommesser, der entsprechend weniger Strom zeigt. Weil die im toten Wasser arbeitende, viel Energie verbrauchende Pumpe

hoch erhitzt wird, ist der antreibende Motor schnellstens abzustellen und der Absperrschieber zu schließen. Dann ist die Pumpe neu anzusetzen, indem man den Absperrschieber allmählich öffnet.

Die Antriebmotoren sind „spritzsicher" auszuführen, d. h. so, daß das Eindringen von Wasserstrahlen aus beliebiger Richtung verhindert wird. Zwecks Kühlung der Wicklung und des Eisens wird durch einen auf der Rotorwelle an-

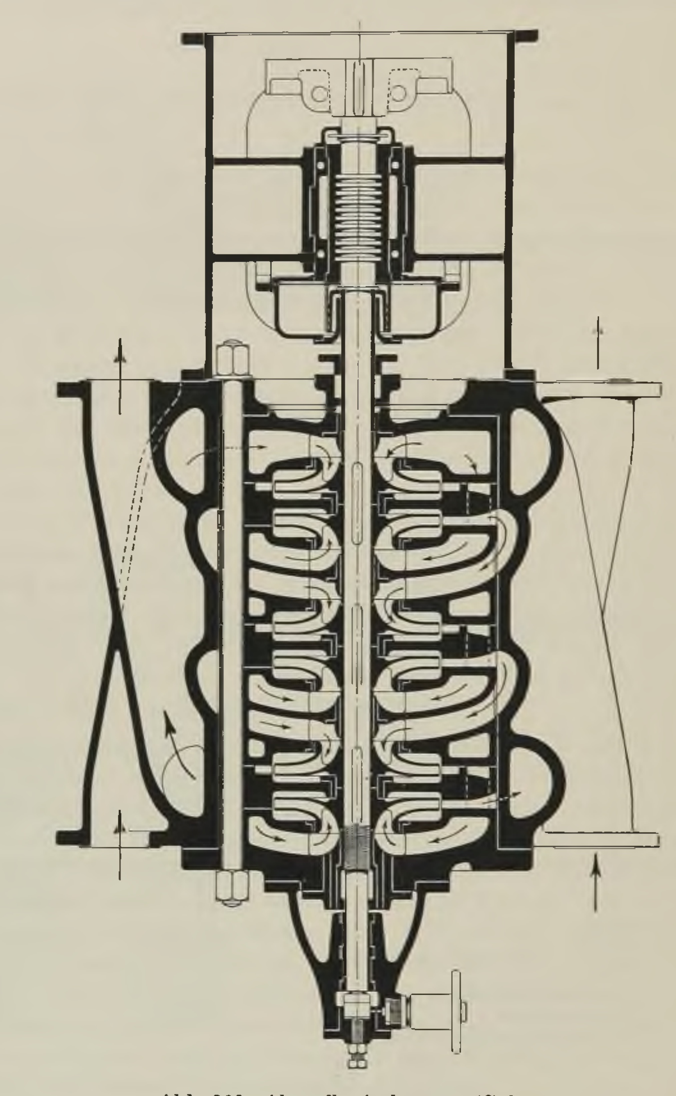


Abb. 381. Abteufkreiselpumpe (Sulzer).

gebrachten Lüfter Luft angesaugt und durch den Motor gedrückt. Bei großen Motoren führt man, um die Pumpenkammer kühl zu halten, die erwärmte Luft ab. Abb. 379 veranschaulicht eine größere Pumpenanlage auf der Zeche Graf Bismarck. Die Pumpen fördern je 5 m³/min aus 802 m Teufe. Jeder Pumpensatz besteht aus 2 hintereinandergeschalteten, 7stufigen Jaeger-Pumpen, die durch einen AEG-Motor von 1000 kW getrieben werden (Glückauf 1920, Nr. 44).

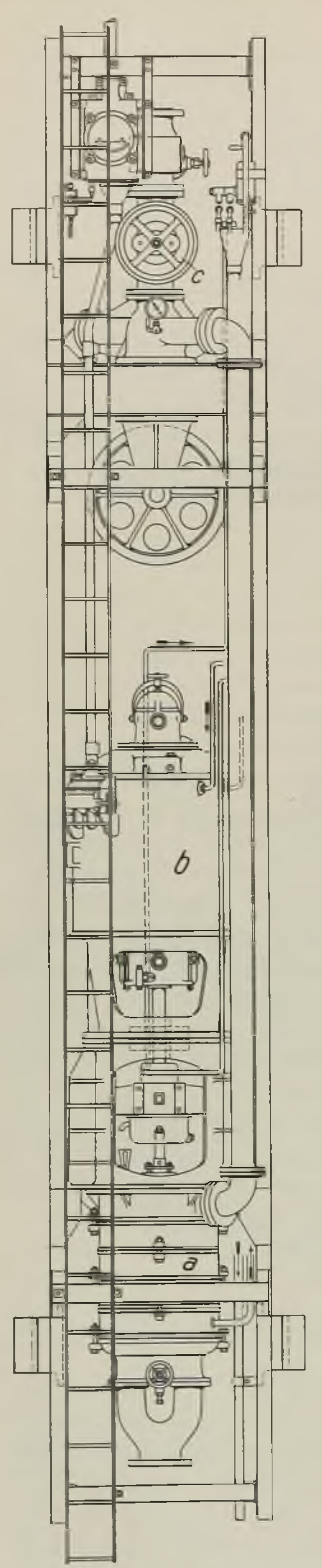


Abb. 380. Abteufkreiselpumpe (Jaeger).

Um im Falle der Not schnellstens einen Ersatzmotor beschaffen zu können, sind die Motoren genormt. Die Leistungen sind in kW angegeben und steigen immer um 25% der vorhergehenden. Die Leistungsreihe ist 200, 250, 320, 400, 500, 640, 800, 1000, 1250, 1600 kW. n ist bis 250 kW = 1475, bis 500 kW = 1480, darüber hinaus = 1485. Im Mittel ist der Motorwirkungsgrad 94% und $\cos \varphi = 0{,}87$.

Kreiselpumpen mit Dampfturbinenantrieb, wie sie bei Wasserwerken Eingang gefunden haben, sind auch für Wasserhaltungszwecke in neuester Zeit immer mehr angewendet worden und haben sich als betriebssicher und wirtschaftlich erwiesen.

190. Abteufkreiselpumpen. Von allen Abteufpumpen ist die elektrisch angetriebene Kreiselpumpe bei kleinstem Raumbedarf die leistungsfähigste. Abb. 380 (Jaeger) zeigt die übliche Anordnung. Die Pumpe a nebst gegabelter Saug- und Druckleitung, der antreibende Drehstrommotor b, der Absperrschieber c und die Rückschlagklappe sind in einem Rahmen untergebracht, der auch die Steigleitung trägt. Dieser Rahmen hängt in den beiden Trummen eines Halteseiles, das um die aus der Abb. 380 ersichtliche Rolle geschlungen ist, und kann mittels einer schweren Winde gehoben und gesenkt werden. Die Steigleitung wird an den Trummen des Halteseiles mittels Schellen geführt, an denen das elektrische Kabel befestigt ist. Das elektrische Kabel ist über Tage um eine von Hand drehbare Kabelwinde geschlungen und empfängt den Strom durch Schleifringe. Der Drehstrommotor hat Kurzschlußanker und wird über Tage mittels Anlaßtransformators angelassen. Der Maschinist hat den neben dem Absperrschieber befindlichen Amperemesser zu beobachten und den Wasserstrom mit dem Absperrschieber so zu drosseln, daß der Motor nicht überlastet wird.

Abb. 381 zeigt eine Abteufzwecken dienende Kreiselpumpe Sulzerscher Bauart, bei der die Räder, um den Axialschub auszugleichen, paarweise gegeneinander geschaltet sind.

XX. Die Kolbenkompressoren.

191. Gebläse und Kompressoren. Hochofengebläse, die den Wind in die Hochöfen pressen, erzeugen 0,5 bis 1,5 at Überdruck. Stahlwerkgebläse, die den Wind durch die Bessemer- oder Thomasbirnen treiben, erzeugen 2 bis 5,5 at Überdruck. Von derartigen Gebläsen ist der Luftkompressor dadurch unterschieden, daß er viel höheren Überdruck erzeugt, etwa 5 bis 6 at, bei Hochdruckanlagen 150 at und mehr, und daß die erzeugte Druckluft hauptsächlich zur Kraftübertragung dient.

192. Das Diagramm des Kolbenkompressors. Das Kompressordiagramm, Abb. 382, ähnelt dem Dampfmaschinendiagramm, entspricht ihm aber nicht, da die Dampfmaschine umgekehrt wie der Kompressor wirkt. Das Kompressordiagramm ist mit dem Pumpendiagramm verwandt, nur daß an Stelle des steilen Druckanstieges und Druckabfalles in den Hubwechseln die allmählich ansteigende Kompression und allmählich abfallende Expansion tritt. I ist das Ansaugen, II die Verdichtung, III das Fortdrücken der Luft in die Leitung. Ehe dann das Saugen von neuem beginnen kann, muß erst (IV) die im schädlichen Raum eingeschlossene Luft auf den atmosphärischen Druck rückexpandieren.

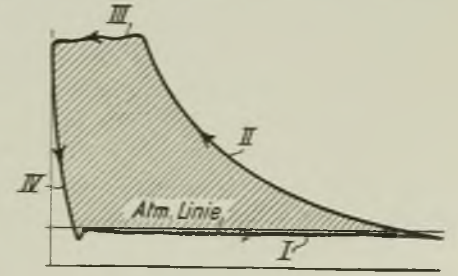


Abb. 382. Kompressordiagramm.

193. Volumetrischer Wirkungsgrad und Liefergrad der Kolbenkompressoren. Unter volumetrischem Wirkungsgrad η_v versteht man das Verhältnis der angesaugten, auf Druck und Temperatur der Außenluft bezogenen Luftmenge zu der dem Hubraume

entsprechenden Luftmenge. Der Liefergrad λ ist das Verhältnis der fortgedrückten, auf Druck und Temperatur der Außenluft bezogenen Luftmenge zu der dem Hubraume entsprechenden Luftmenge.

Der volumetrische Wirkungsgrad η_v ist in der Regel kleiner als 1. Je größer das Drucksteigerungsverhältnis und je größer der schädliche Raum, um so kleiner wird η_v. Abb. 383 zeigt, wie man η_v dem Diagramme entnehmen kann. Bei langen Saugleitungen kann η_v auch größer als 1 werden, wenn sich nämlich die Saugsäule im zweiten Teile des Hubes

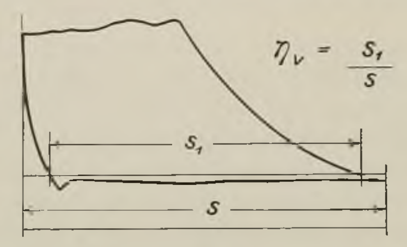


Abb. 383. Bestimmung des volumetrischen Wirkungsgrades.

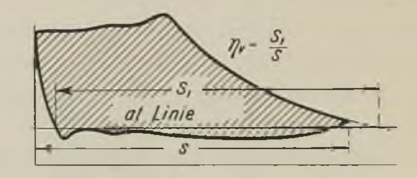


Abb. 384. $\eta_v > 1$.

staut und mit Überdruck in den Zylinder tritt; das Diagramm Abb. 384 veranschaulicht das. Der aus dem Diagramme ermittelte volumetrische Wirkungsgrad ist nur richtig, wenn der Kompressor dicht ist und die angesaugte Luftmenge sich im Kompressor noch nicht erwärmt hat. Bei großen Kompressoren kann man $\eta_v = 0{,}92$ bis $0{,}94$ rechnen, während η_v bei kleinen Kompressoren auf 0,85 sinkt.

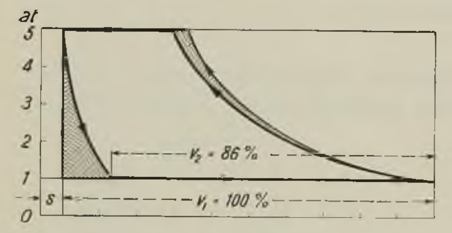


Abb. 385. Vergleich der Kompressorleistung bei $\eta_v = 100\%$ und $\eta_v = 86\%$.

Um den Lieferungsgrad λ zu bestimmen, mißt man, wieviel Luft fortgedrückt ist, bezogen auf Spannung und Temperatur der Außenluft. Man kann die fortgedrückte Luftmenge auch aus dem Kompressordiagramm ermitteln, wenn man außerdem die Temperatur der fortgedrückten Luft mißt; doch ist das Verfahren ungenau. λ ist immer kleiner als η_v.

Auf die Güte des Kompressors hat der volumetrische Wirkungsgrad wenig Einfluß. Zwar sinkt bei kleinerem η_v die Ansaugmenge, aber im selben Maße geht der Kraftbedarf zurück. In Abb. 385 ist bei $\eta_v = 86\%$ der Kraftbedarf um die schraffierte Fläche kleiner als bei $\eta_v = 100\%$.

194. Isothermische und adiabatische Kompression[1]. Bei der isothermischen Kompression bleibt die Temperatur gleich, so daß die Kompression nach dem Mariotteschen Gesetze $pv =$ konst verläuft und die Kompressionslinie, die sogenannte Isotherme, eine gleichseitige Hyperbel ist. Weil die Luft die Kompressionsarbeit als Wärme empfängt, ist isothermische Kompression nur möglich, wenn diese Kompressionswärme der Luft während der Kompression vollkommen durch Kühlung entzogen wird.

Bei der adiabatischen Kompression wird die Luft von außen weder gekühlt noch geheizt. Die Kompressionswärme bleibt in der Luft, und die Lufttemperatur wächst schnell zunehmend, je höher die Kompression getrieben wird. Die adiabatische Kompressionslinie, die sogenannte Adiabate, die das Poissonsche Gesetz $pv^{1,4} =$ konst befolgt, steigt steiler an als die isothermische, und die adiabatische Kompressionsarbeit ist größer als die isothermische.

Um 1 Kubikmeter Luft von p_1 auf p_2 at zu verdichten und fortzudrücken, sind gemäß den in Ziffer 10 für die Kompressorarbeit angegebenen Formeln erforderlich:

a) bei isothermischer Verdichtung: $L_{is} = 10000\, p_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = 2{,}303 \cdot 10000 \cdot p_1 \lg \frac{p_2}{p_1}$ mkg,

b) bei adiabatischer Verdichtung: $L_{ad} = 10000 \cdot 3{,}5\, p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0{,}286} - 1\right]$ mkg.

[1] Vgl. die Ziffern 8 bis 10.

Für den Zusammenhang zwischen absoluter Temperatur und Volumen, sowie zwischen absoluter Temperatur und Druck gelten bei adiabatischer Kompression die in Ziffer 9 mitgeteilten Beziehungen:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{0,4} \quad \text{und} \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{0,286},$$

woraus die Endtemperatur folgt

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{0,4} \quad \text{und} \quad T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0,286}.$$

Rechnungen werden durch die Zahlentafel 4 (S. 11) erleichtert. Die Temperatursteigerung hängt nur vom Drucksteigerungsverhältnis, nicht von der Höhe der Drücke ab. Wie bei adiabatischer Kompression die Temperatur mit dem Drucke steigt, ist auch bequem der Luftentropietafel, Abb. 20, zu entnehmen. Die aus der Entropietafel entnommenen Temperaturen sind ein wenig kleiner als die nach obiger Formel gerechneten, weil die spezifische Wärme bei den höheren Temperaturen zunimmt, was in der Formel nicht berücksichtigt ist.

Für den grundlegenden Fall, daß 1 Kubikmeter Luft von 1 ata Anfangsdruck verdichtet und fortgedrückt wird, ist in der Zahlentafel 23 für Drucksteigerungen von 1 ata auf 1,5 bis 10 ata angegeben, wieviel mkg bei isothermischer und bei adiabatischer Verdichtung erforderlich sind, wie hoch ferner bei adiabatischer Verdichtung die Temperatur steigt, wenn die Anfangstemperatur 10° oder 20° ist. Dem Diagramme Abb. 386, das im Grunde mit der Zahlentafel 23 übereinstimmt, ist zu entnehmen, wieviel mkg theoretisch bei isothermischer oder bei adiabatischer Kompression erforderlich sind, um 1 m³ von 1 ata auf höheren Druck (bis zu 10 ata) zu verdichten und fortzudrücken. Abb. 387 veranschaulicht, wie sich isothermische und adiabatische Kompressorarbeit zueinander ver-

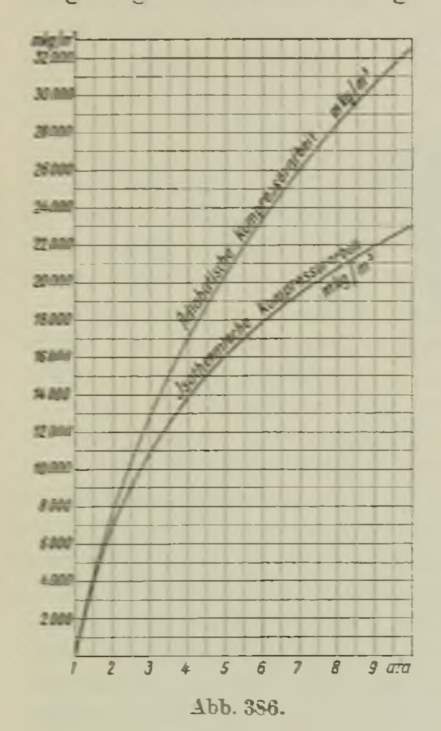


Abb. 386.

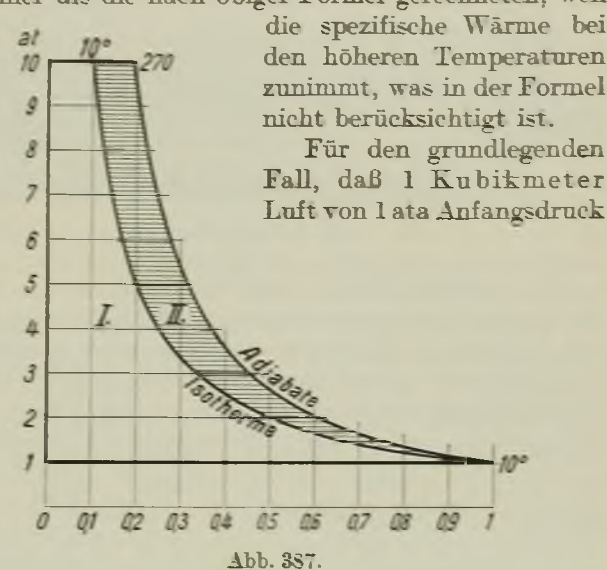


Abb. 387.

Zahlentafel 23.

Verdichtung von 1 ata auf	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	10 ata
Isotherm. Kompressorarbeit	4050	6930	10985	13865	16095	17920	19460	20795	21970	23025 mkg/m³
Adiabat. Kompressorarbeit	4305	7665	12915	17640	20475	23415	26040	28420	30590	32620 mkg/m³
Adiabat. Endtemperatur bei 10° Anfangstemp.	45	73	115	147	175	198	220	239	257	274°C
Adiabat. Endtemperatur bei 20° Anfangstemp.	56	84	128	163	191	216	237	258	276	293°C

halten. Für die Drucksteigerung von 1 ata auf 10 ata stellt Fläche *I* die isothermische, Fläche *I* + *II* die adiabatische Kompressorarbeit dar, während Fläche *II* die bei adiabatischer Verdichtung erforderliche Mehrarbeit bedeutet. Für andere Kompressionsenddrücke, z. B. für 6 at erhält man die entsprechenden Arbeiten, wenn man die den Druck 6 at darstellende Waagerechte zieht. Die Zahlentafel und die Diagramme gelten nicht nur für Luft, sondern für alle Gase. Auch erfordert es dieselbe Arbeit, 1 m³ heiße, dünne Luft zu komprimieren, wie 1 m³ kalte, dickere Luft von gleichem Druck. Man soll also die Luft möglichst kalt ansaugen. Für eine Grube ist der Druckluftbetrieb im Winter, wo kalte, trockene Luft angesaugt wird, günstiger als im Sommer.

195. Zweck und Art der Kühlung von Kompressoren. Um Arbeit zu sparen, ist isothermische Verdichtung anzustreben, d. h. man muß die Luft im Kompressor kühlen. Dazu zwingt auch die bergpolizeiliche Vorschrift, nach der die Temperatur im Kompressor nirgends 140° übersteigen soll. Durch diese und die weitere Vorschrift, daß das Kompressoröl einen Flammpunkt von mindestens 200° haben soll, will man verhüten, daß sich, indem das Schmieröl im Zylinder zersetzt wird und Rückstände ablagert, explosible Gemische bilden.

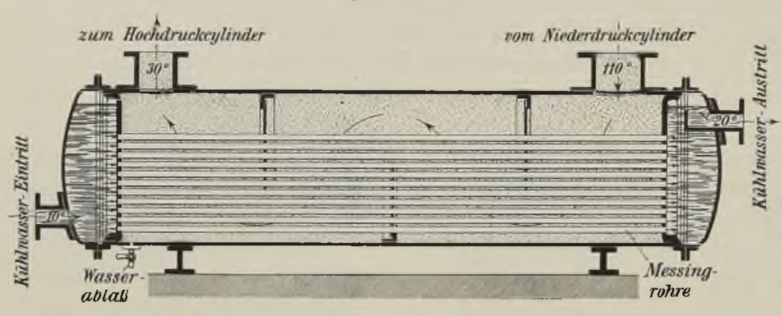


Abb. 388. Zwischenkühler.

Ursprünglich kühlte man die Luft unmittelbar. Bei den nassen oder Wassersäulenkompressoren war zwischen Kolben und Luft eine Wassersäule geschaltet, bei den halbnassen Kompressoren wurde fein zerstäubtes Wasser eingespritzt. Beide Bauarten sind seit Jahrzehnten aufgegeben, weil Zylinder und Kolben stark schlissen, und die Druckluft sehr feucht wurde. Man wendet seitdem ausschließlich trockne Kompressoren an, bei denen sich die Luft nicht mit dem Kühlwasser berührt. Bei 4 at Kompressionsenddruck genügen Mantel- und Deckelkühlung. Von 5 at Enddruck an baut man die Kompressoren meist zweistufig und ordnet zwecks ausgiebiger Kühlung der Luft zwischen Niederdruck- und Hochdruckzylinder einen Zwischenkühler an. Diesen Zwischenkühler, in welchem die Luft, vgl. Abb. 388, ein von Kühlwasser durchflossenes Röhrenbündel entlang geführt wird, kann man so reichlich bemessen, daß er die Luft auf annähernd die ursprüngliche Temperatur zurückkühlt. Für 1000 m³ angesaugte Luft braucht man 12 bis 15 m² Kühlfläche im Zwischenkühler und etwa 3 m³ Kühlwasser einschl. des Bedarfs der Mantel- und Deckelkühlung. Bei höheren Enddrücken baut man 3, 4 oder 5stufige Kompressoren, die mit 2, 3 oder 4 Zwischenkühlern ausgerüstet sind. — Abb. 389 zeigt schematisch die übliche Anordnung eines zweistufigen, durch eine Verbunddampfmaschine angetriebenen Kompressors. Die Luftzylinder sitzen vorn, die Dampfzylinder, die sich stärker dehnen, hinten. *a* ist das Luftfilter, *b* der Zwischenkühler des Kompressors, *e* der Aufnehmer der Dampfmaschine. Die Druck-, Temperatur- und Arbeitverhältnisse sind in der Abbildung angedeutet.

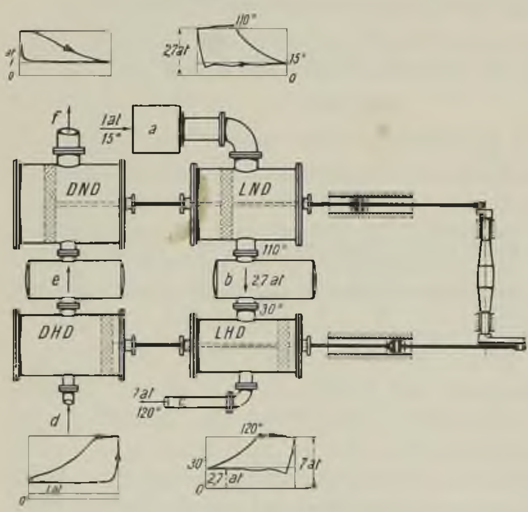


Abb. 389. Gesamtanordnung eines zweistufigen Luftkompressors mit Dampfantrieb.

196. Der zweistufige Kompressor mit Zwischenkühlung. In Abb. 390 ist das theoretische Diagramm eines zweistufigen Kompressors dargestellt. Der schädliche Raum ist = Null gesetzt, was gemäß dem früheren die Verteilung der Arbeit nicht ändert. Ferner ist angenommen, daß die Luft im Niederdruckzylinder adiabatisch auf den Zwischendruck verdichtet, im Zwischenkühler auf die ursprüngliche Temperatur zurückgekühlt und im Hochdruckzylinder adiabatisch auf den Enddruck verdichtet wird. Das entspricht nicht der Wirklichkeit; denn die tatsächliche Verdichtungslinie steigt weniger steil an als die Adiabate, weil die Mantel- und Deckelkühlung etwas wirkt, und der Zwischenkühler ist nicht imstande, die Luft auf ihre ursprüngliche Temperatur zurückzukühlen. Es ist aber üblich und stimmt mit der Wirklichkeit im Endergebnis überein, diese vereinfachenden Annahmen zu machen; im besonderen Falle kann man die Temperatur- und Arbeitsverhältnisse genauer mit Hilfe der Luftentropietafel Abb. 20 verfolgen.

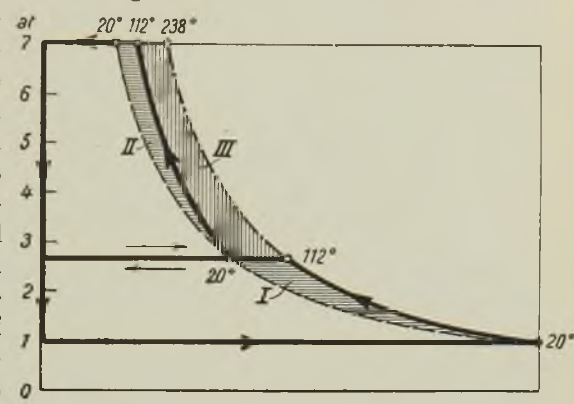


Abb. 390. Diagramm des zweistufigen Kompressors.

Wird Luft vom Anfangsdrucke 1 auf den absoluten Enddruck p verdichtet, und wählt man den Zwischendruck $p_z = \sqrt{p}$, indem man das Verhältnis des Niederdruckzylinders zum Hochdruckzylinder ebenfalls $= \sqrt{p}$ macht, dann hat man — wenn die Luft ohne Druckverlust bewegt und im Zwischenkühler auf die Anfangtemperatur rückgekühlt wird — im Niederdruck- und im Hochdruckzylinder dasselbe Verdichtungsverhältnis, denselben Temperaturanstieg und denselben Arbeitsaufwand. Hat man, wie in Abb. 390, 6 atü oder 7 ata Enddruck und wählt man das Zylinderverhältnis $= \sqrt{7} = 2{,}65:1$, so wird der Zwischendruck = 2,65 ata, wobei das Manometer am Zwischenkühler 1,65 atü zeigt. Betreibt man den Kompressor statt mit 7 nur mit 5 ata Enddruck, so wird trotzdem der Zwischendruck, der hauptsächlich durch die Zylinderverhältnisse gegeben ist, ungefähr 2,65 ata bleiben, und der Hochdruckzylinder wird weniger leisten und weniger heiß werden als der Niederdruckzylinder. Aus dem Luftentropiediagramm, Abb. 20, ergibt sich für diesen Fall: Wird Luft von 1 ata und 20° adiabatisch auf 2,65 ata verdichtet, so steigt die Temperatur auf 112° und der Arbeitsaufwand beträgt 22,2 kcal/kg. Im Zwischenkühler werde die Luft auf 20° rückgekühlt und dann im Hochdruckzylinder auf 5 ata verdichtet. Die Endtemperatur beträgt nur 77° und der Arbeitsaufwand ist auf 14,2 kcal/kg zurückgegangen.

Bei dem in Abb. 390 für den schädlichen Raum Null gezeichneten zweistufigen Kompressordiagramm ist der Enddruck, wie es bei Bergwerkskompressoren üblich ist, 6 atü oder 7 ata; der Zwischendruck ist $\sqrt{7} = 2{,}65$ ata $= 1{,}65$ atü. Die Flächen $I + II + III$ zusammen bedeuten die Mehrarbeit, die bei adiabatischer gegen isothermische Kompression zu leisten ist. Die Flächen $I + III$ bedeuten die Mehrarbeit bei zweistufiger gegen isothermische Kompression. Fläche III schließlich ist die Ersparnis durch zweistufige gegen adiabatische Kompression. Zeichnet man das Diagramm unter Berücksichtigung der schädlichen Räume, so ergibt sich, daß sich in den Druck-, Temperatur- und Arbeitsverhältnissen grundsätzlich nichts ändert. Man erkennt ferner, daß die Ansaugleistung durch die Rückexpansion aus dem schädlichen Raum bei zweistufiger Kompression bei weitem nicht in dem Maße vermindert wird, wie bei einstufiger.

Bei einem zweistufigen gemäß Abb. 390 wirkenden Kompressor ist die Arbeit auf beide Zylinder gleich verteilt, und es ist die gesamte Arbeit des Kompressors doppelt so groß wie die Arbeit des Niederdruckzylinders. Um 1 m³ Luft von 1 auf 9 ata zweistufig adiabatisch zu verdichten und fortzudrücken, sind also, da $\sqrt{9} = 3$ ist, gemäß Zahlen-

tafel 23 (S. 277) $2 \cdot 12915 = 25830$ mkg nötig gegen 30590 mkg bei einstufiger adiabatischer Verdichtung. In der Zahlentafel 24 ist angegeben, wieviel mkg theoretisch erforderlich sind, um 1 m³ Luft von 1 ata zweistufig auf 5, 6, 7, 8 und 9 ata zu verdichten und fortzudrücken. Für andere Drücke und andere Verhältnisse kann man die Größe der Verdichtungsarbeit der Luftentropietafel entnehmen, allerdings nicht für 1 m³, sondern für 1 kg Luft.

Zahlentafel 24.

Enddruck	5	6	7	8	9 at abs
Arbeit des zweistufigen Kompressors . . .	18110	20370	22480	24270	25830 mkg/m³

Bei dem üblichen Enddrucke von 6 atü oder 7 ata beträgt also theoretisch die Arbeit des zweistufigen Kompressors 22480 mkg/m³; tatsächlich sind bei besten großen Kolbenkompressoren, um 1 m³ Luft von 1 auf 7 ata zu pressen, etwa 27000 mkg oder 0,1 PSh aufzuwenden. Oder, um stündlich 10 m³ von 1 auf 7 ata zweistufig zu pressen, brauchen beste Kompressoren etwa 1 PS. Bei einem Kompressor mit unmittelbarem Dampfantrieb ist das die indizierte Leistung der Dampfmaschine, bei elektrischem Antriebe ist es die vom Motor abzugebende Leistung. Ein Dampfkompressor, der 20000 m³/h ansaugt, und auf 6 atü verdichtet und fortdrückt, erfordert also 2000 PS_i. Ein elektrisch angetriebener Kompressor, der 30 m³/min = 1800 m³/h ansaugt, braucht einen Elektromotor, der 180 PS leistet.

197. Drei- und mehrstufige Kompressoren[1]. Bei Kompressoren für ununterbrochenen Betrieb bleibt man im allgemeinen mit dem Verdichtungsverhältnis unter 1 : 3, so daß man für höhere Enddrücke 3- und mehrstufige Kompressoren braucht. Beim Übergange von einer zur anderen Stufe wird die Luft möglichst auf die Anfangstemperatur zurückgekühlt. Bei höheren Drücken baut man die Zwischenkühler als Schlangen, durch welche die Luft strömt, und die in einem vom Kühlwasser durchströmten offenen Behälter liegen.

Soll Luft von 1 auf p ata gleichmäßig abgestuft verdichtet werden, so ist in jedem Zylinder das Verhältnis zwischen Enddruck und Anfangsdruck bei dreistufiger Verdichtung $= \sqrt[3]{p}$, bei vierstufiger Verdichtung $= \sqrt[4]{p}$, bei fünfstufiger Verdichtung $= \sqrt[5]{p}$. Die gesamte Kompressorarbeit ist 3, 4 oder 5mal so groß wie die adiabatische Niederdruckarbeit. Soll Luft z. B. 5stufig von 1 at auf 160 at verdichtet werden, wird in jedem Zylinder der Druck im Verhältnis $1 : \sqrt[5]{160} = 1 : 2{,}76$ gesteigert. Um 1000 m³/h von 1 auf 2,76 ata zu verdichten, sind theoretisch 44 PS erforderlich, für die Verdichtung auf 160 at also $5 \cdot 44 = 220$ PS. Wegen des tatsächlichen Kraftbedarfs vgl. Abb. 437.

198. Mechanischer, isothermischer und Gesamtwirkungsgrad. Energieverbrauch der Kolbenkompressoren. Vergleicht man die indizierte Kompressorleitung N_i mit der effektiven Antriebleistung N_e, so ist $N_i : N_e$ der mechanische Wirkungsgrad η_m. Bei Kompressoren mit unmittelbarem Dampfantrieb ist η_m das Verhältnis der indizierten Kompressorleistung zur indizierten Dampfmaschinenleistung. Bei großen dampfangetriebenen Kompressoren ist η_m etwa 90%. Muß die ganze Energie durch das Triebwerk hindurch, wie es beim elektrischen Antrieb der Fall ist, ist η_m für den Kompressor allein etwa 92%, bei kleinen Leistungen weniger.

Ist N_{is} die theoretische isothermische Kompressorleistung[2] und N die tatsächliche Antriebleistung, so ist der isothermische Wirkungsgrad $\eta_{is} = N_{is} : N$. Bei Kompressoren mit unmittelbarem Dampfantrieb oder Gasmaschinenantrieb kann man den Kompressor nicht von seinem Antrieb trennen und gibt η_{is} für die ganze Maschine an. Preßt ein Kompressor mit Dampfantrieb für 1 PS_i stündlich 10 m³ Luft von 1 ata auf 7 ata*, so ist $\eta_{is} = 194600 : 270000 = 0{,}72$. Bei Gasmaschinenantrieb ist η_{is} wegen des schlechteren mechanischen Wirkungsgrades der Gasmaschine erheblich niedriger. Bei elektrischem

[1] Über Hochdruckkompressoren vgl. Ziffer 212. [2] Vgl. Ziffer 194. * Vgl. Ziffer 196.

Antrieb ist η_{is} sowohl für die ganze Anlage als für den Kompressor allein bestimmbar; ist für die ganze Anlage $\eta_{is} = 0{,}65$, und hat der Elektromotor 92% Wirkungsgrad, so ist für den Kompressor allein $\eta_{is} = 0{,}65 : 0{,}92 = 0{,}71$.

Unter Gesamtwirkungsgrad versteht man bei Kompressoren mit Dampfantrieb das Verhältnis der im Wärmemaße gemessenen isothermischen Kompressorarbeit zu dem verfügbaren Wärmegefälle des verbrauchten Dampfes. Um 1 m³ Luft von 1 ata isothermisch auf 7 ata zu verdichten, sind 19460 mkg oder 45,6 kcal nötig; braucht dafür der Kompressor 0,6 kg Dampf von 10 at und 260°, der auf 0,2 at entspannt wird, wobei das verfügbare, der Entropietafel entnehmbare Wärmegefälle 160 kcal/kg beträgt, so ist der Gesamtwirkungsgrad $= \frac{45{,}6}{0{,}6 \cdot 160} = 0{,}475$. Der Gesamtwirkungsgrad ist für den Vergleich dampfangetriebener Kompressoren, sowie für die Umrechnung von Abnahmeversuchen brauchbar, wenn die Dampf- und Luftverhältnisse voneinander oder von den ausbedungenen etwas abweichen.

Für den Energieverbrauch seien folgende Zahlen genannt, die als erster Anhalt dienen mögen: Um 1 m³ Luft auf 6 atü zu verdichten, braucht bei großen Einheiten ein dampfangetriebener Kolbenkompressor etwa 0,6 kg Dampf oder 0,08 kg Steinkohle, ein Gasmaschinenkompressor etwa 280 kcal, ein elektrisch angetriebener Kompressor etwa 0,08 kWh. Die Kosten für 1000 m³ angesaugte, auf 6 atü verdichtete Luft betragen etwa 3,50 Mark.

199. Aufbau und Antrieb der Kolbenkompressoren. Kolbenkompressoren für normalen Enddruck von 6 atü werden immer zweistufig ausgeführt. Bei großen Kolbenkompressoren herrscht der unmittelbare Dampfantrieb wegen seiner Wirtschaftlichkeit und seiner bequemen Regelbarkeit fast unumschränkt. Zweiachsige Anordnung gemäß Abb. 389 oder Abb. 400 ist am gebräuchlichsten. Gasmaschinenantrieb wird zwar selten angewendet, ist aber zweckmäßig und wirtschaftlich; der durch eine Koksofengasmaschine angetriebene Kompressor auf der Zeche entspricht dem durch eine Gichtgasmaschine angetriebenen Gebläse auf der Hütte. Unmittelbarer Drehstromantrieb ist bei großen Kompressoren selten; der Kompressor braucht dann eine Hilfssteuerung, damit man seine Leistung, ohne die Drehzahl zu ändern, herabsetzen kann[1]. Bei kleineren Kompressoren hat man ebenfalls Dampfantrieb; doch ist der Antrieb durch einen Drehstrommotor mit Riemenübertragung häufiger. Diese kleinen Kompressoren werden meist einachsig gebaut. Abb. 391 zeigt den im Maschinenlaboratorium der Bochumer Bergschule aufgestellten, von der Firma Flottmann A.-G. ausgeführten Kompressor im Schnitt. Der Niederdruckzylinder (*I* und *II*) wirkt doppelt, der Hochdruckzylinder (*III*) einfach. Abb. 392 zeigt einen einzylindrigen Stufenkompressor für Dampfantrieb; beide Stufen wirken einfach. Dasselbe ist der Fall bei dem in der späteren Abb. 399 dargestellten, für elektrischen Antrieb bestimmten Kompressor.

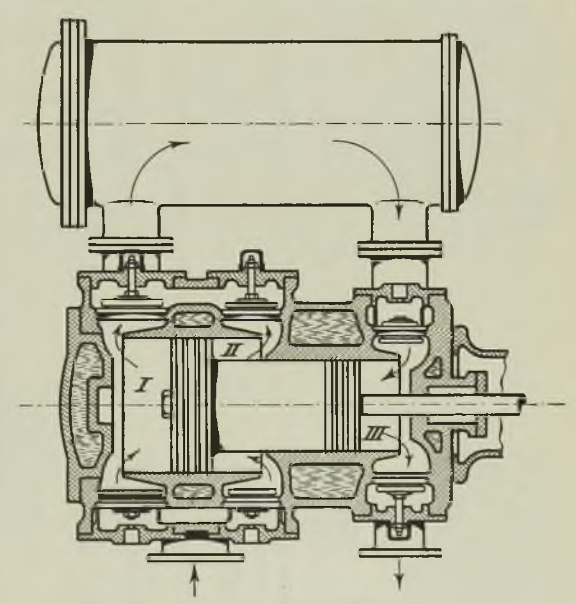


Abb. 391. Einzylindriger Stufenkompressor (Flottmann).

200. Die Steuerungen der Kolbenkompressoren. Es werden je zur Hälfte etwa Ventilsteuerungen und Schiebersteuerungen angewendet. Als Ventile verwendet man all-

[1] Vgl. Ziffer 201.

Abb. 392. Einzylindriger Stufenkompressor für Dampfantrieb.

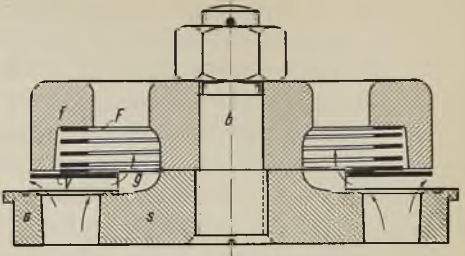


Abb. 393.

gemein leichte Stahlplattenventile mit kleinem Hube oder auch Stahlstreifenventile. Abb. 393 zeigt ein von der Zwickauer Maschinenfabrik ausgeführtes Ventil. Sehr

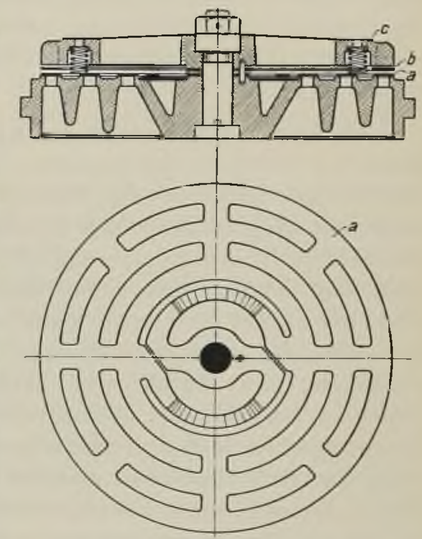


Abb. 394. Hoerbiger-Ventil.

verbreitet sind Lenkerventile, die durch die Lenker reibungslos geführt werden. Abb. 394 veranschaulicht das viel angewendete Hoerbigerventil auf einem dreispaltigen Sitz, Abb. 395, das von Borsig ausgeführte Lindemannventil auf einem einspaltigen Sitz. Die Ventile werden im Deckel oder im Zylinder eingebaut.

Die Schiebersteuerungen haben in der Regel Kolbenschieber. Während bei den Dampfmaschinen und beim Druckluftmotor das den Schieber antreibende Exzenter der Maschinenkurbel um $90^0 + \delta$ voreilt[1], muß es beim Kompressor um $90^0 + \delta$ nacheilen. Die Schiebersteuerung eines Kom-

[1] Vgl. Ziffer 78.

pressors wirkt ebenso wie diejenige eines Druckluftbaspelmotors, wenn man sie auf Gegenkraft auslegt. Abb. 396 zeigt, wie das Müllersche Schieberdiagramm[1] auf die Schiebersteuerung eines Kompressors angewendet wird. Die Schieberkurbel s eilt der Maschinenkurbel m um $90^0 + \delta$ nach. Der Schieber vermag nur den Beginn des Ansaugens (*1*), das Ende des Ansaugens oder den Beginn der Kompression (*2*), sowie das

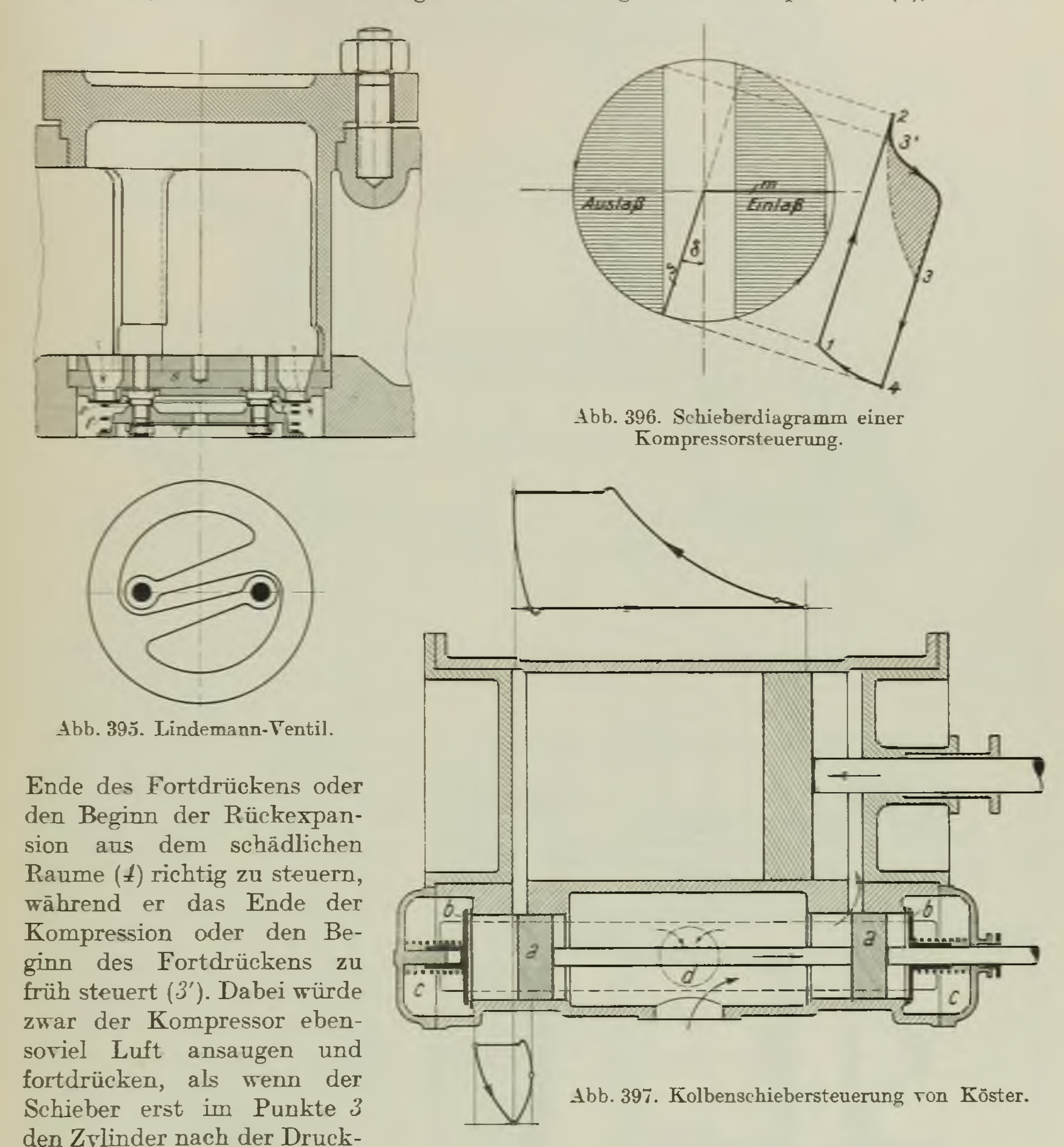


Abb. 396. Schieberdiagramm einer Kompressorsteuerung.

Abb. 395. Lindemann-Ventil.

Abb. 397. Kolbenschiebersteuerung von Köster.

Ende des Fortdrückens oder den Beginn der Rückexpansion aus dem schädlichen Raume (*4*) richtig zu steuern, während er das Ende der Kompression oder den Beginn des Fortdrückens zu früh steuert (*3'*). Dabei würde zwar der Kompressor ebensoviel Luft ansaugen und fortdrücken, als wenn der Schieber erst im Punkte *3* den Zylinder nach der Druckleitung öffnete, aber er würde die durch die schraffierte Fläche dargestellte Arbeit mehr brauchen. Deshalb ist es nötig, auf jeder Zylinderseite hinter dem Schieber ein selbsttätiges Druck- oder Rückschlagventil anzuordnen, das sich erst öffnet, wenn der Kompressionsdruck im Zylinder höher als der Leitungsdruck geworden ist. Hängt sich, wie es wohl vorkommt, ein solches Ventil auf, so hat man denselben Zustand, als wenn es fehlte. Der vom Schieber gesteuerte Beginn des Ansaugens ist nur für einen bestimmten Kompressionsdruck richtig.

[1] Vgl. Ziffer 78

In Abb. 397 ist die von der Frankfurter Maschinenbau-A.-G. ausgeführte Kolbenschiebersteuerung von Köster schematisch dargestellt, *a a* sind die steuernden Kolben, *b b* die Rückschlagventile, *c c* die miteinander verbundenen in *d* mündenden Druckräume.

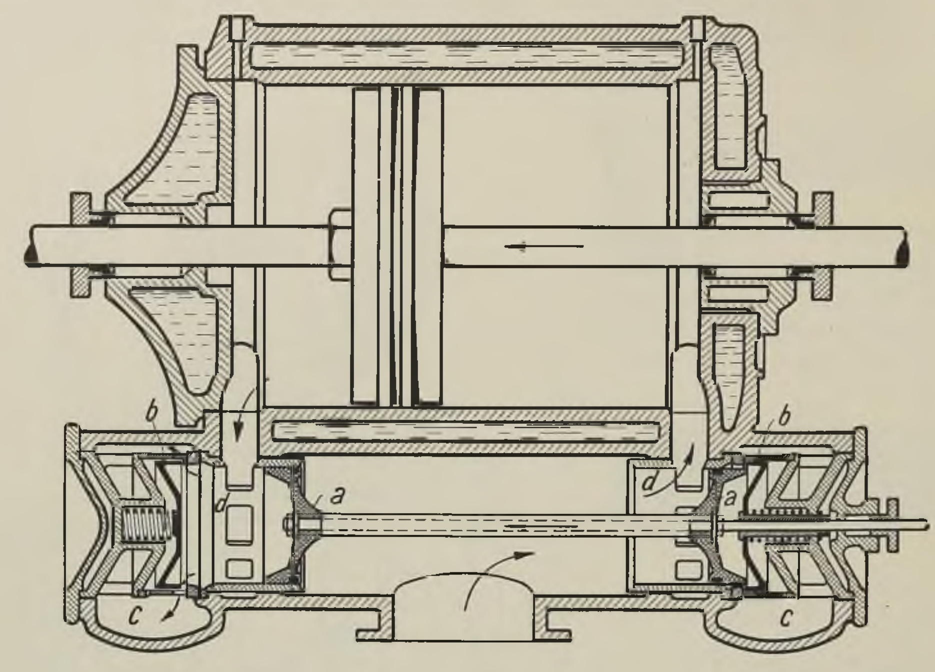


Abb. 398.

Bei der Köstersteuerung ist der Kolbenschieber an der Kompressorleistung mit einigen Prozenten beteiligt, wie es das eingezeichnete, zwischen Rückschlagventil und Steuerkolben zu entnehmende Diagramm zeigt. Bei anderen Kolbenschiebersteuerungen (MAN und Gute-Hoffnungs-Hütte) sind die Rückschlagventile mit dem Kolbenschieber verbunden, so daß der Kolbenschieber keine Verdichtungsarbeit leistet. Die Abb. 398 und 399 zeigen die konstruktive Ausführung der Köstersteuerung. In der Abb. 400 ist ein von Neumann & Esser, Aachen, ausgeführter, durch Dampf angetriebener Bergwerkskompressor mit Köstersteuerung dargestellt, der 12000 m³/h ansaugt.

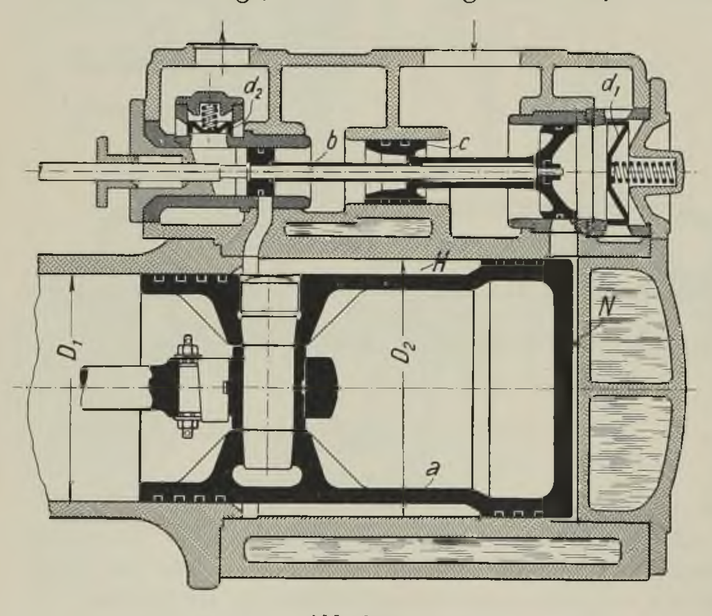


Abb. 399.

201. Reglung der Kolbenkompressoren. Die Förderleistung des Kompressors wird beim Dampf- und Gasmaschinenantrieb sehr einfach und wirtschaftlich geregelt, indem man die Drehzahl entsprechend einstellt. Man kann das von Hand tun oder überträgt dem schwankenden Luftdruck selbst die Aufgabe, die Förderleistung des Kompressors dem Luftverbrauche anzupassen. Bei

steigendem Luftdruck, d. h. wenn mehr Druckluft erzeugt als verbraucht wird, ist die Drehzahl zu vermindern, und bei fallendem Luftdruck ist sie zu erhöhen. Bei der in den

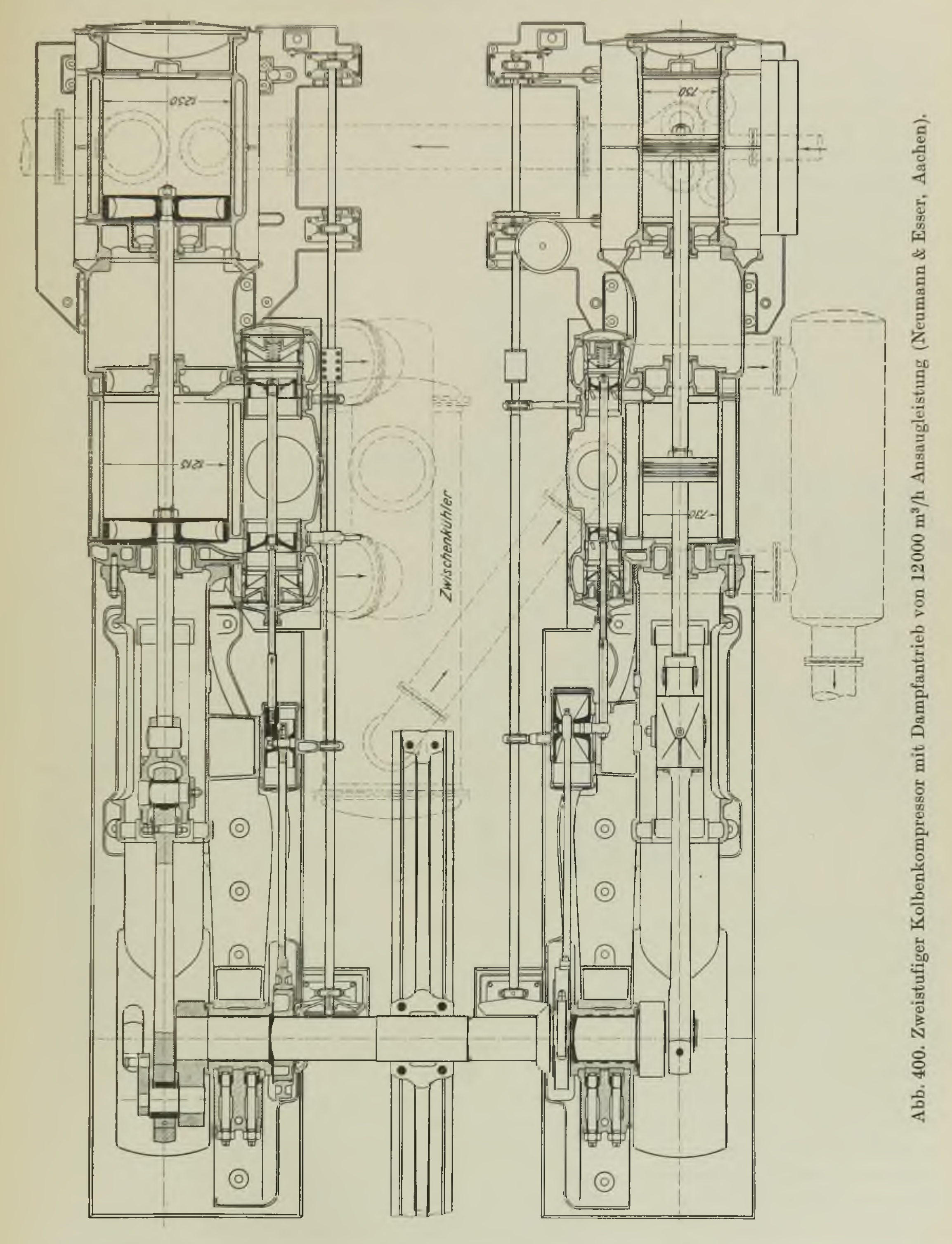


Abb. 400. Zweistufiger Kolbenkompressor mit Dampfantrieb von 12000 m^3/h Ansaugleistung (Neumann & Esser, Aachen).

Abb. 401 und 402 dargestellten Anordnung (Neumann & Esser, Aachen) beeinflußt ein Kolben, der den Druck der erzeugten Preßluft empfängt, mit Hilfe eines Leistungs-

reglers[1] die Füllung der antreibenden Dampfmaschine. Je höher der Luftdruck steigt, um so tiefer wird der zur Reglung dienende, federbelastete Kolben getrieben, der, umgekehrt wie üblich, außen angeordnet ist, und das Drehlager des Regulatorhebels trägt. Dadurch wird, weil die Reglermuffe zunächst ihren Stand beibehält, die Füllung verkleinert; infolgedessen sinkt die Drehzahl, bis schließlich der Kompressor bei höherem Drucke und niedrigerer Drehzahl wieder ins Gleichgewicht kommt. Sinkt umgekehrt der Druck, so wird der regelnde Kolben durch seine Feder hochgetrieben und stellt höhere Drehzahl ein. Daß niedrigerer Druck und höhere Drehzahl und umgekehrt höherer Druck und niedrigere Drehzahl zusammengehören, ist notwendig, damit die Reglung stabil ist. Eigentlich braucht man aber bei höherer Drehzahl, also höherer Förderleistung auch höheren Druck, weil die Druckverluste in den Leitungen ja größer werden; dann muß man von Hand nachregeln. Abb. 403 zeigt eine Reglung auf gleichbleibenden Luftdruck, bei welcher der erzeugte Druck eine Quecksilbersäule hochdrückt und einen auf dem Quecksilber schwimmenden eisernen Schwimmer a bewegt, der seinerseits den Regler verstellt. Statt über einen Leistungsregler kann man die Kompressorsteuerung auch unmittelbar verstellen; dann braucht man nur einen Sicherheitsregler, der z. B. bei einem Bruche der Druckleitung verhütet, daß der Kompressor durchgeht.

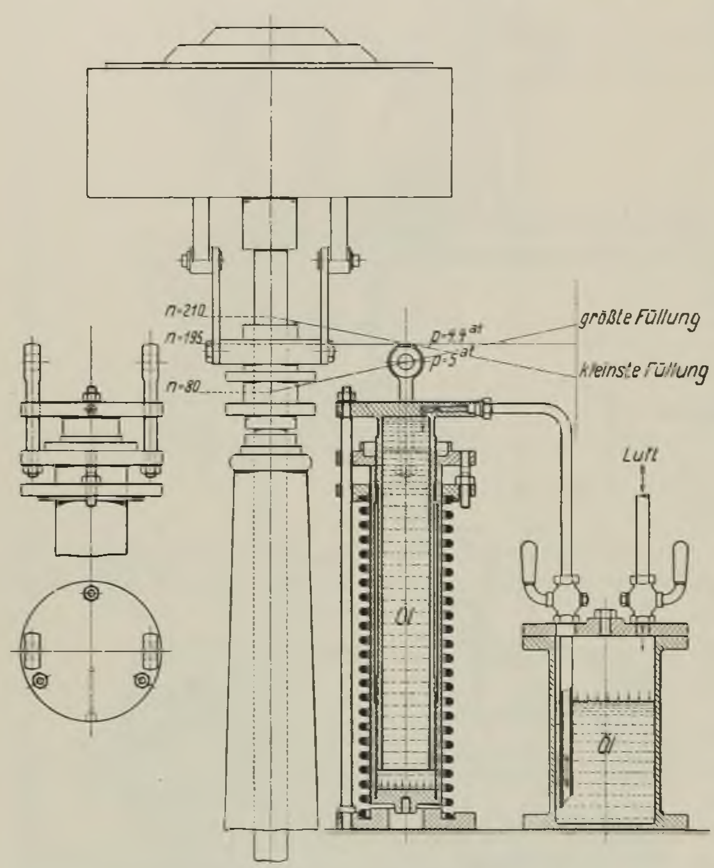


Abb. 401. Reglung auf gleichbleibenden Luftdruck.

Bei Drehstromantrieb besteht die Aufgabe, die Förderleistung des Kompressors zu regeln, ohne daß die Drehzahl geändert wird. Man kann die angesaugte Luft drosseln; das ist aber unwirtschaftlich und wird nur ausnahmsweise angewendet. Bei kleineren Kompressoren ist allgemein die sogenannte Aussetzerreglung üblich, d. h. es werden, wenn der erzeugte Druck zu hoch wird, bei Kompressoren mit Ventilsteuerungen die Saugventile angehoben, so daß die angesaugte Luft wieder zurückgeschoben wird, oder es wird bei Kompressoren mit Schiebersteuerung die Saugleitung abgesperrt, worauf der Kompressor im Vakuum arbeitet. In Abb. 404 (Flottmann) ist veranschaulicht, wie bei einem einzylindrigen zweistufigen Kompressor ein Niederdruck- und ein Hochdrucksaugventil angehoben werden, wenn der erzeugte Druck zu hoch wird. Dann wird nämlich der kleine, durch das Gewicht b belastete Kolben a durch den Überdruck der erzeugten Druckluft hochgetrieben und öffnet der Druckluft den Weg zu den Kolben c_1, c_2, die ausschlagen und mit den Greifern d_1, d_2 die Ventilplatten anheben.

Bei großen Kompressoren mit Drehstromantrieb kann man die Aussetzerreglung nicht anwenden, sondern braucht eine stetige Reglung. Entweder läßt man die angesaugte

[1] Vgl. Ziffer 74.

Luft durch eine Hilfssteuerung während eines mehr oder minder großen Teiles des Druckhubes zurückströmen, wobei sich die durch Abb. 405 dargestellte Wirkungsweise ergibt, oder man hebt während des ersten Teiles des Saughubes ein in Abb. 406 (Schüchtermann & Kremer) mit *d* bezeichnetes zum Druckraum öffnendes Rückströmventil an, so daß frische Luft erst angesaugt wird, nachdem die rückgeströmte Druckluft unter die Atmosphäre expandiert ist. In dem in der Abb. 406 enthaltenen Diagramm ist s_1 die verkleinerte, s_2 die volle Ansaugmenge.

Von dem bei Hochofengebläsen gebräuchlichen Mittel, die angesaugte Luftmenge zu vermindern, indem die schädlichen Räume durch Zusatzräume vergrößert werden, wird bei Kompressoren kein Gebrauch gemacht.

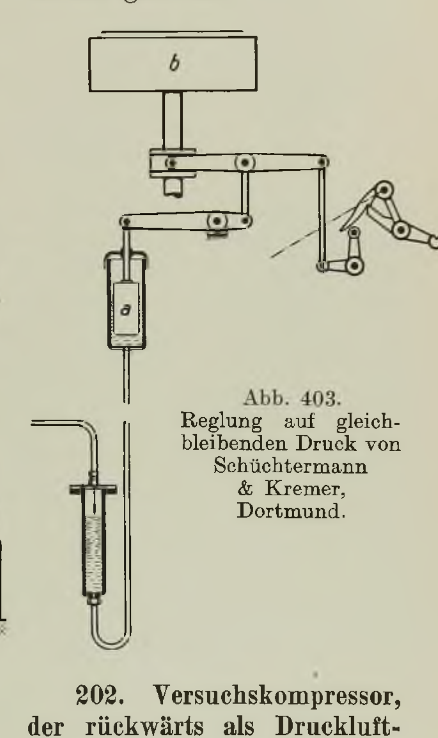


Abb. 403. Reglung auf gleichbleibenden Druck von Schüchtermann & Kremer, Dortmund.

Abb. 402. Reglung auf gleichbleibenden Luftdruck (Neumann & Esser).

202. Versuchskompressor, der rückwärts als Druckluftmotor läuft. Die Bochumer Bergschule hat für Lehrzwecke den in der Abb. 407 dargestellten einzylindrigen, zweistufigen, mit Kolbenschiebersteuerung ausgerüsteten Kompressor, der so eingerichtet ist, daß er durch die von ihm erzeugte, in einem Behälter aufgespeicherte Druckluft rückwärts als Druckluftmotor getrieben wird. Der Kompressor, der 80 mm Hub und 100/75 mm Durchm. hat, wird mittels Kurbelscheibe von Hand gedreht. *a* ist der Stufenkolben, *b* der die Nieder- und die Hochdrucksteuerung trennende Zwischenkolben, c_1 und c_2 sind die nach außen durchgeführten Rückschlagventile. Mit Hilfe der Indikatoren *dd*, die ohne Hubverminderer von der Kurbelwelle angetrieben werden, wird der Druckverlauf im Kompressor aufgezeichnet. Der Zwischenkühler steht über dem Kompressor, wird aber nicht durch Wasser gekühlt, weil es bei diesem kleinen Kompressor nicht nötig ist.

Erst wird der Kompressor im Umlaufsinne *I* gedreht und wirkt als Kompressor, wobei Druckluft von allmählich bis 6 at zunehmendem Druck erzeugt wird. Um die Bedeutung der Rückschlagventile darzutun, kann man die Rückschlagventile anheben. Die Folge

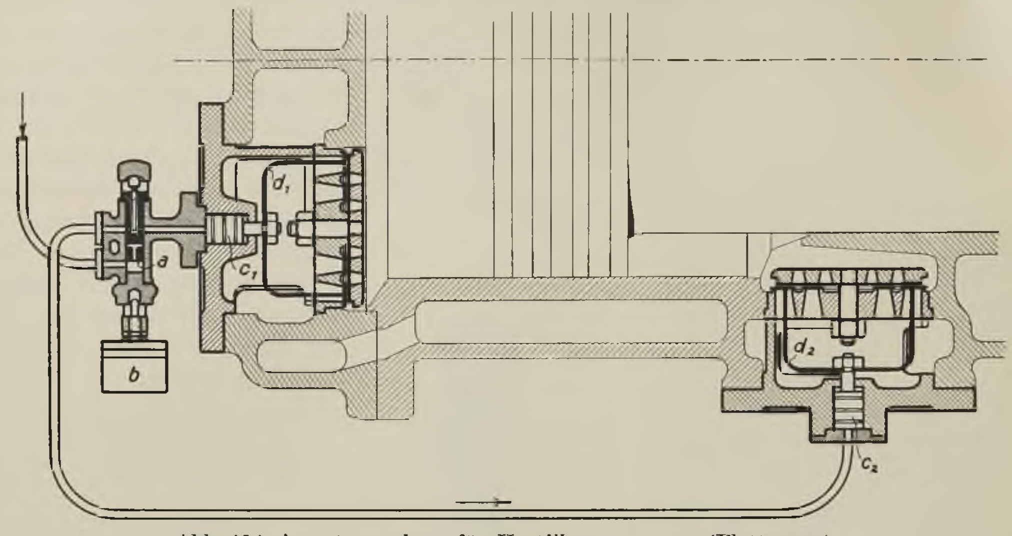


Abb. 404. Aussetzerreglung für Ventilkompressoren (Flottmann).

ist, daß man für den Antrieb des Kompressors erheblich mehr Kraft bedarf. Ist in dem dem Kompressor beigegebenen Behälter genügend Luft aufgespeichert, läßt man den Kompressor im Umlaufsinne *II* als Motor laufen, aber nicht als Verbundmotor, sondern so, daß die Druckluft nur im Hochdruckteil des Kompressors wirkt. Dabei muß man selbstverständlich die Rückschlagventile anheben, außerdem muß man den Niederdruckteil mit der Atmosphäre verbinden. Abb. 408 zeigt die Diagramme, die man an der Versuchsmaschine erhält, oben das Niederdruck- und Hochdruckkompressordiagramm ohne und mit angehobenen Rückschlagventilen, unten das Motordiagramm, und zwar bei schnellem und bei langsamem Motorgange.

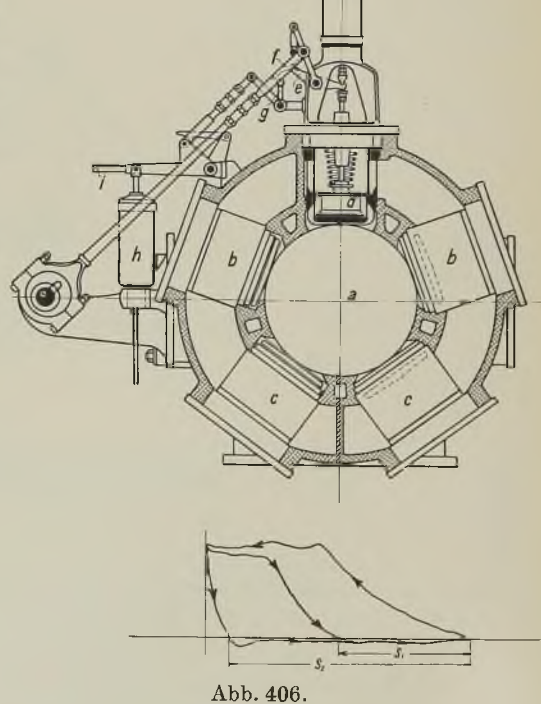


Abb. 405.

Abb. 406.

203. Kompressoren mit Drehkolben. (Rotierende Kompressoren.) Die Drehkolbenkompressoren wirken umgekehrt wie die später zu besprechenden Drehkolbenmotoren, die im Aufbau mit ihnen übereinstimmen. Abb. 409 zeigt Aufbau und Wirkung des Drehkolbenkompressors schematisch. Der Drehkolben *a* liegt exzentrisch im Gehäuse *b*,

so daß ein sichelförmiger Arbeitsraum entsteht. Der Drehkolben hat angenähert radiale, im Bewegungssinn etwas vorgeneigte Schlitze, in denen dünne stählerne Flügel (oder Lamellen oder Schieber) gleiten. Diese Flügel werden, wenn der Drehkolben kreist, durch die Fliehkraft gegen die Gehäusewandung getrieben, die sie nur in einer Linie, nicht in einer Fläche berühren. Soviel Flügel vorhanden sind, soviel Zellen oder Kammern werden gebildet. Die Zelle *I* wird gerade vom Saugraume abgesperrt. Ihr Inhalt multipliziert mit der Zellenzahl ist das bei einer Kolbenumdrehung angesaugte Luftvolumen. Die Kompression der angesaugten Luft geht in denkbar einfachster Weise vor sich; wenn sich die Zelle *I* weiterdreht,

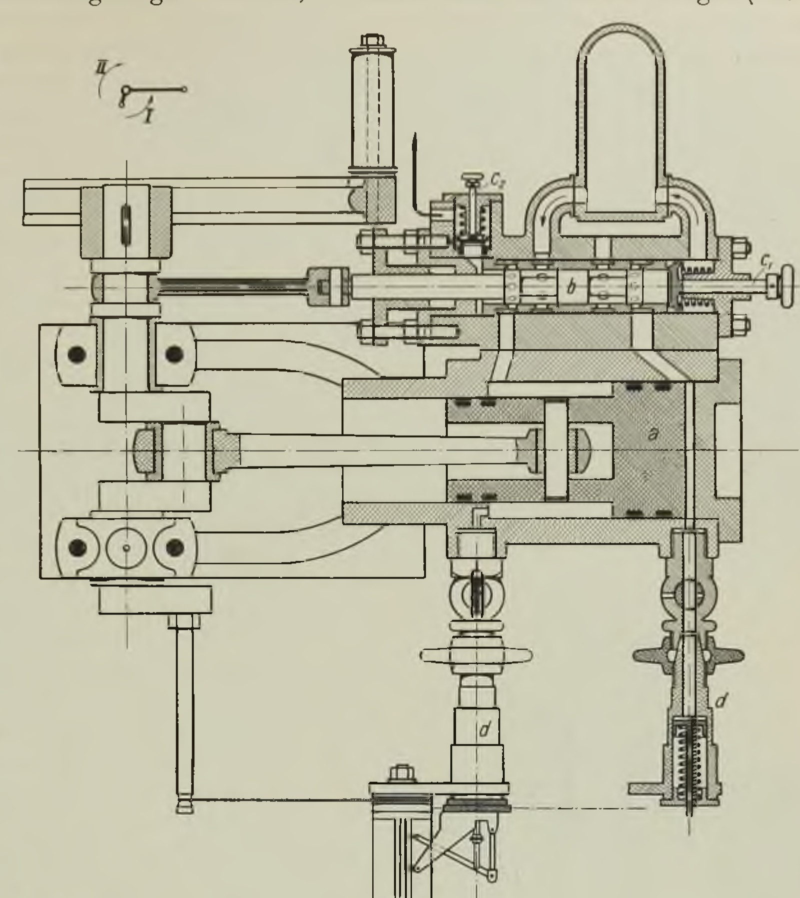


Abb. 407. Versuchskompressor.

Abb. 408.
Diagramme der Versuchsmaschine.

Abb. 409. Schema des Drehkolbenkompressors[1].

wird ihr Volumen verkleinert, weil die Flügel des Drehkolbens in den Kolben hineingeschoben werden. Erreicht die Zelle die Lage *II*, ist die Kompression beendet, und

[1] Vgl. Abb. 444.

es beginnt das Fortdrücken der komprimierten Luft. Die Drucksteigerung ist gleich dem Verhältnis der Volumen *I* und *II*. Hinter dem Drehkolbenkompressor ist ein Rückschlagventil anzuordnen, weil sonst der Kompressor, wenn er nicht Luft in die Leitung preßt, von der aus der Leitung rückströmenden Luft rückwärts getrieben würde.

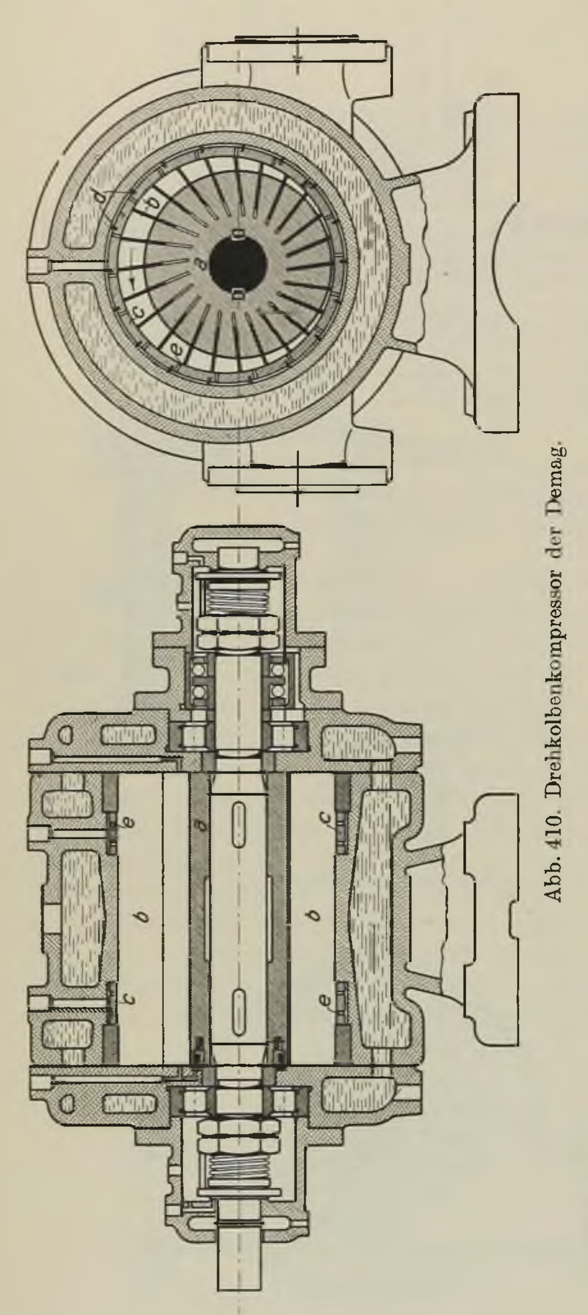


Abb. 410. Drehkolbenkompressor der Demag.

So einfach der Grundgedanke der Drehkolbenmaschine ist, so schwierig ist seine Durchführung. Damit die Drehkolbenmaschine ausreichende Leistung hergibt und kleine Undichtheitsverluste hat, muß sie schnell laufen. Bei hohen Drehzahlen werden aber die Flügel des Drehkolbens durch die Fliehkraft so stark gegen die Gehäusewandung gepreßt, daß sie starken Verschleiß erleiden. Infolgedessen haben nur Drehkolbenkompressoren besonderer Bauart Erfolg gehabt, bei denen die Fliehkraft der Flügel abgefangen wird. Bei den rotierenden Kompressoren der Demag, deren Ausführung durch die Abb. 410 und 411 veranschaulicht ist, sind die Wittigschen Laufringe angewendet. Diese Ringe *c*, die radiales Spiel im Gehäuse haben, werden von den Flügeln *b* des Drehkolbens *a* getragen, die ihrerseits gegen die Gehäusewandung anlaufen. Indem die Flügel des Drehkolbens nur so weit auseinanderstreben, wie es die Laufringe zulassen, ist der Druck, mit dem die Fliehkraft die Flügel gegen die Gehäusewand preßt, begrenzt. Zwischen den Laufringen und den Flügeln des Drehkolbens findet eine Relativbewegung statt, weil die Flügel veränderliche, die Laufringe aber die mittlere Umfanggeschwindigkeit haben; doch ist der dadurch bedingte Verschleiß gering. An den Laufringen darf kein einseitiger Druck von außen oder innen wirken Der von innen auf die Laufringe wirkende Druck in den einzelnen von den Flügeln des Drehkolbens gebildeten Zellen ist nun sehr verschieden, je nachdem, ob die Zellen mit der Saugseite oder der Druckseite in Verbindung stehen, und wie sich der Druck beim Übergang von der einen zur anderen Seite ändert. Damit der Druck in dem die Laufringe umgebenden Ringraum in ungefähr derselben Weise verläuft, ist dieser auch in Zellen unterteilt, die durch kleine, in den Laufringen radial spielende Schieber *d* gebildet werden, und die mit den Innenräumen durch Bohrungen *e* in den Laufringen in Verbindung stehen, wie es aus der Abb 410 ersichtlich ist.

Diese Drehkolbenkompressoren, die grundsätzlich den Kompressoren mit hin- und hergehenden Kolben entsprechen und mit den Turbokompressoren nichts zu tun haben, werden für mäßige Drucke — bis 3 atü — mit einem Gehäuse und Mantelkühlung aus-

geführt. Für höhere Drucke — bis 6 oder 7 atü — wendet man zweistufige Verdichtung und zwei getrennte Gehäuse an, zwischen denen ein Zwischenkühler angeordnet ist. Die Ansaugleistung der von der Demag gebauten Drehkolbenkompressoren geht bis 2500 m³/h, der Antrieb ist elektrisch, n beträgt 1450 bis herab zu 485. Um die Fördermenge bei gleichbleibender Drehzahl zu regeln, wird selbsttätige Aussetzerreglung angewendet, indem die Ansaugleitung abgesperrt wird, wenn der erzeugte Druck zu hoch wird.

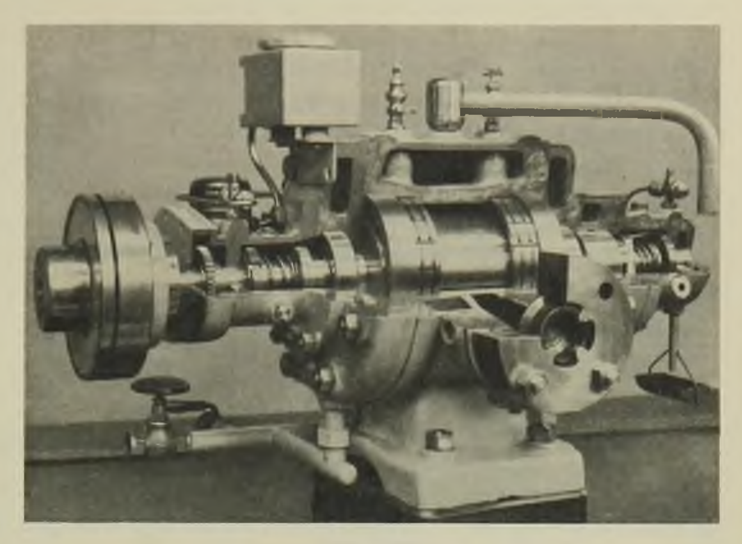


Abb. 411. Drehkolbenkompressor der Demag.

204. Leistungsversuche an Kolbenkompressoren. Für Untersuchungen an Kolbenkompressoren sind die vom Vereine deutscher Ingenieure aufgestellten Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren maßgebend. Es handelt sich darum, die Kompressorleistung: wieviel m³/h Luft von 1 at angesaugt und auf den vereinbarten Enddruck verdichtet werden, die Dampfmaschinenleistung sowie den Dampfverbrauch zu bestimmen, d. h. letzten Endes, wieviel m³/h je PS$_i$ angesaugt und verdichtet werden und wieviel Dampf je PS$_i$ und je m³ angesaugte Luft verbraucht werden. Außerdem ist das Kühlwasser zu messen. Mechanischer, isothermischer und Gesamtwirkungsgrad sind auf Grund der Messungen berechenbar. In der den Regeln entnommenen Abb. 412 ist ein zweiachsiger, durch eine Verbunddampfmaschine angetriebener Stufenkompressor dargestellt und angedeutet, welche Messungen vorzunehmen und wie die Meßinstrumente anzuordnen

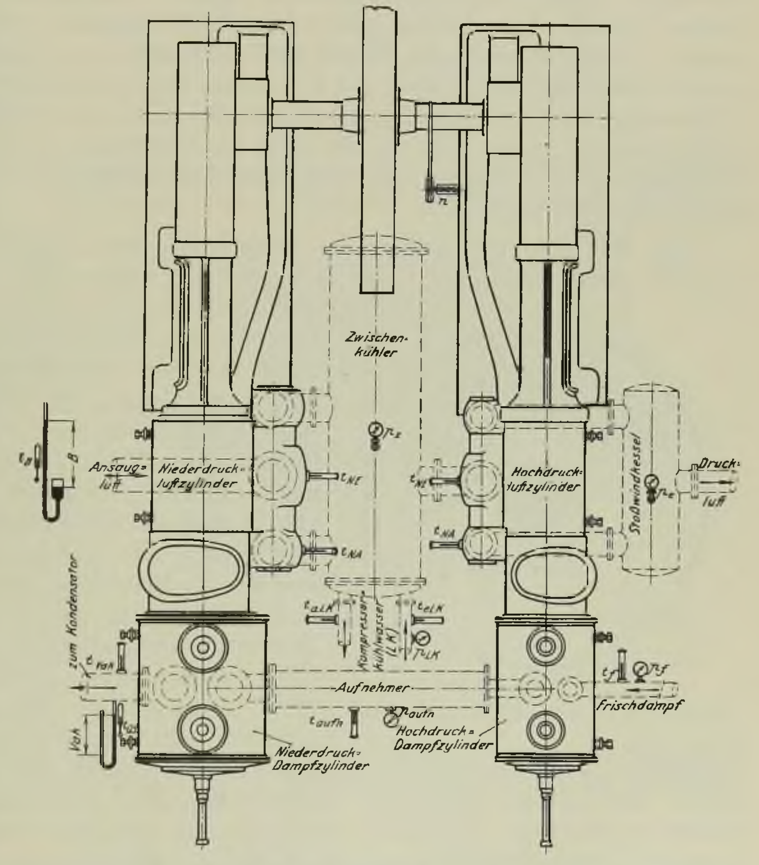


Abb. 412. Meßanordnung für Kolbenkompressoren.

sind. Der atmosphärische Druck wird mit dem Barometer gemessen. Thermometer sind mit t, Druckmesser mit p und Drehzahlmesser mit n bezeichnet. Der Index e bedeutet

Eintritt, der Index a Austritt. LK bedeutet Kompressorkühlwasser; es ist nicht nur das den Zwischenkühler durchströmende Kühlwasser, sondern auch das zur Mantel- und Deckelkühlung dienende Wasser zu messen.

Die angesaugte Luftmenge wird aus der Drehzahl, dem Hubvolumen und dem dem Indikatordiagramm zu entnehmenden volumetrischen Wirkungsgrade bestimmt. Die fortgedrückte, auf die Ansaugverhältnisse umgerechnete Luftmenge ist kleiner als die angesaugte, um so kleiner, je undichter der Kompressor ist. Man wird also bei derartigen Messungen dafür sorgen müssen, daß der Kompressor möglichst dicht ist. Die fortgedrückte Luftmenge aus dem Diagramm zu bestimmen, ist ungenau; über die Möglichkeit, sie auch bei Kolbenkompressoren durch Düsen zu messen, vergleiche die Regeln. Beim Vergleich zwischen Kolben- und Turbokompressor ist die tatsächlich fortgedrückte Luftmenge zugrunde zu legen.

XXI. Turbokompressoren.

205. Ventilatoren. Turbogebläse. Turbokompressoren. Ventilatoren oder Lüfter, die in allen Größen gebaut werden, haben 1 Rad und erzeugen Drücke bis zu einigen Hundert Millimetern Wassersäule. Turbogebläse haben meist mehrere schnellaufende Räder und erzeugen Drücke von 1 oder mehreren Metern Wassersäule; besonders hohe Leistungen haben Turbohochofengebläse und Turbostahlwerkgebläse, welch letztere mehrere Atmosphären Druck zu erzeugen haben. Turbokompressoren erzeugen für Kraftübertragungszwecke Druckluft von 6 bis 9 atü und haben eine große Zahl sehr schnellaufender Räder. Turbokompressoren sind ausgesprochene Großmaschinen; für kleine Leistungen sind sie nicht geeignet, man baut sie für 6000 bis 100000 m³ stündliche Ansaugleistung; auf den Zechen sind Einheiten von 12000 bis 45000 m³ stündlicher Saugleistung üblich.

206. Wirkung und Aufbau der Kreiselverdichter. Abb. 413 zeigt schematisch einen Querschnitt durch einen Turbokompressor, aus dem man das Laufrad mit den Laufschaufeln a und den als Leitrad ausgebildeten Diffusor mit den Leitschaufeln b erkennt. Ferner sieht man, wie die aus dem Leitrade austretende Luft umgelenkt und durch Leitschaufeln c, die im Gehäuse eingegossen sind, zum Saugmund des nächsten Laufrades geführt wird. Abb. 414 (AEG) zeigt ein Laufrad im Schnitt, das aus der Radscheibe a, den angenieteten Schaufeln b und der an die Schaufeln genieteten Deckscheibe c besteht.

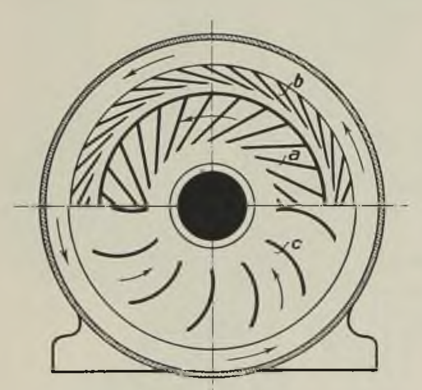


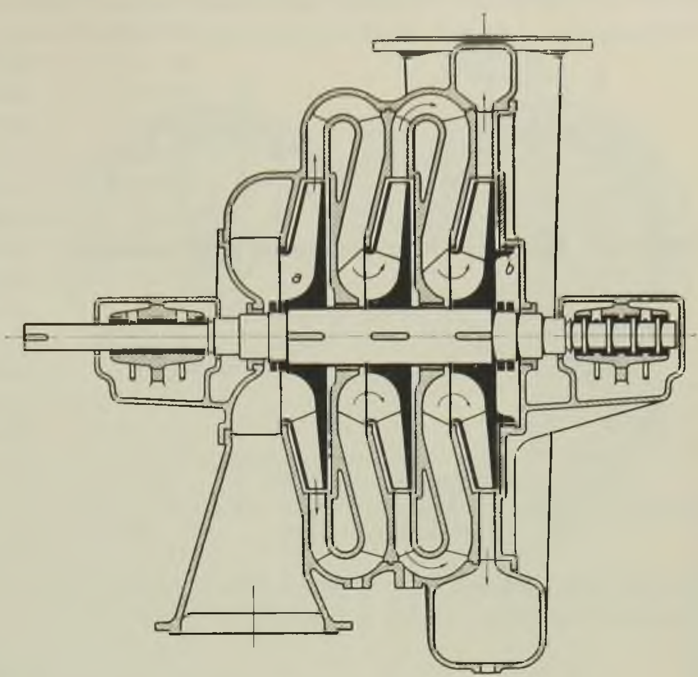
Abb. 413. Schema des Turbokompressors.

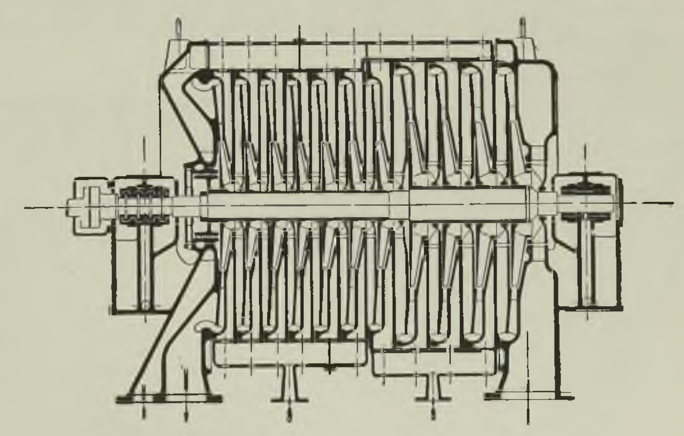
Abb. 414. Laufrad eines Turbokompressors.

Am innern Ende müssen gemäß früherer Abb. 366 die Schaufeln so gekrümmt sein, daß sie in die ins Rad strömende Luft einschneiden. Damit ist der Umlaufsinn des Rades gegeben. Am äußeren Ende sind die Schaufeln der Turbogebläse und Turbokompressoren immer rückwärts gekrümmt, und zwar aus denselben Gründen, wie bei den Kreiselpumpen. Zwar braucht man bei rückwärts gekrümmten Schaufeln höhere Umfanggeschwindigkeiten als bei vorwärts gekrümmten; dafür wird bei rückwärts gekrümmten Schaufeln der Druck zu etwa zwei Dritteln im Laufrade durch die günstig wirkende Fliehkraft und nur zu einem Drittel hinter dem Laufrade durch die ungünstig wirkende

Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck erzeugt. Im Zusammenhange damit hat die Linie des erzeugten, über der Fördermenge aufgetragenen Druckes einen flacheren, günstigeren Verlauf.

Man verwendet fast ausschließlich Räder mit einseitigem Einlauf, so daß der der Strömung entgegengerichtete Axialschub[1] ausgeglichen oder aufgenommen werden muß. In der Regel ordnet man einen Ausgleichkolben an, der auf der Innenseite den Druck der letzten Stufe, auf der Außenseite den Druck der Atmosphäre empfängt. In den Abb. 416, 418 und 419 ist dieser Ausgleichkolben zu erkennen. Etwa noch bestehender Axialschub wird durch ein Kammlager aufgenommen. Bei Turbokompressoren kann man annehmen, daß durch die Labyrinthdichtung des Ausgleichkolbens etwa 3 bis 4% der erzeugten Druckluft abströmen. Die AEG baut Turbokompressoren mit teilweisem Ausgleich des Axialschubes, bei denen der restliche Axialschub durch ein Klotzlager aufgenommen wird. Kleinere Turbokompressoren bis zu einer stündlichen Saugleistung von 20000 m³ können bei Verwendung von Drucklagern mit Flüssigkeitsreibung (Michell-Lager) ganz auf den Axialschubausgleich verzichten, so daß die Labyrinthverluste fortfallen.


Abb. 415. Dreistufiges Gebläse (Jäger).


Abb. 416. Turbokompressor mit Mantelkühlung (Frankfurter Maschinenbau-A.-G.).

Theoretisch wird mit radial endenden Schaufeln im Laufrade und Leitrade zusammen ein Druck von $\frac{v^2}{g} \approx \frac{v^2}{10}$ m Fördersäule[2], mit rückwärts gekrümmten Schaufeln üblicher Bauart ein Druck von etwa $0{,}08\, v^2$ m Fördersäule erzeugt[3]. Der wirkliche, bei normaler Fördermenge erzeugte Druck ist kleiner als der berechnete und beträgt bei rückwärts gekrümmten Schaufeln etwa $0{,}055\, v^2$ m Fördersäule für ein Laufrad. Das gilt unabhängig davon, ob das geför-

[1] Vgl. Ziffer 68.

[2] 1 m Fördersäule ist eine 1 m hohe Säule der geförderten Flüssigkeit oder des geförderten Gases. Eine 1 m hohe Luftsäule, die 1,2 kg/m³ wiegt, bedeutet einen Druck von 1,2 kg/m² oder 1,2 mm WS. Weil das Gas bei der Verdichtung schwerer wird, ist das mittlere spezifische Gewicht vor und nach der Verdichtung einzusetzen, wenn man den in m Fördersäule gegebenen Druck in at umrechnet.

[3] Vgl. Ziffer 182.

derte Gas schwerer oder leichter ist. In at gerechnet, ist selbstverständlich der erzeugte Druck sehr verschieden, je nachdem wie schwer das Gas ist. Um Luft von 1 at auf 1,1 at zu verdichten, braucht man rund 120 m/s Umfanggeschwindigkeit, für die Verdichtung von 1 at auf rund 1,2 at rund 170 m/s. Man geht mit v bis auf 250 m/s; die bei Turbokompressoren angewendeten Drehzahlen liegen zwischen 3000 und 6000.

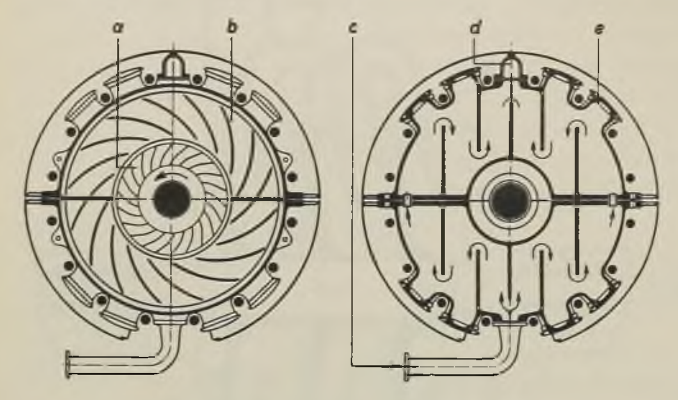


Abb. 417. Gehäusezelle eines Turbokompressors mit Gehäusekühlung (AEG)[1].
a Laufrad, *b* Leitrad, *c* Kühlwasserzufluß, *d* Kühlwasserabfluß, *e* Reinigungsdeckel.

Schon bei mäßigen Drucksteigerungen wie bei Hochofengebläsen muß man mehrstufig verdichten; Abb. 415 zeigt ein 3stufiges Gebläse mit ausgeglichenem Axialschub, das einige Meter Wassersäule Druck erzeugt. Deshalb scheint es zunächst, als brauchte man eine sehr große Zahl von Rädern, um Enddrücke von 6 oder 7 atü zu erzielen. Aber da unterscheidet sich der Turbokompressor grundsätzlich von der Turbopumpe. Bei der mehrstufigen Pumpe erzeugen die gleichen Räder gleichen Druck; beim Turbokompressor erzeugen gleichgroße Räder zunehmenden Druck. Ist p_1 der Anfangs- und p_2 der End-

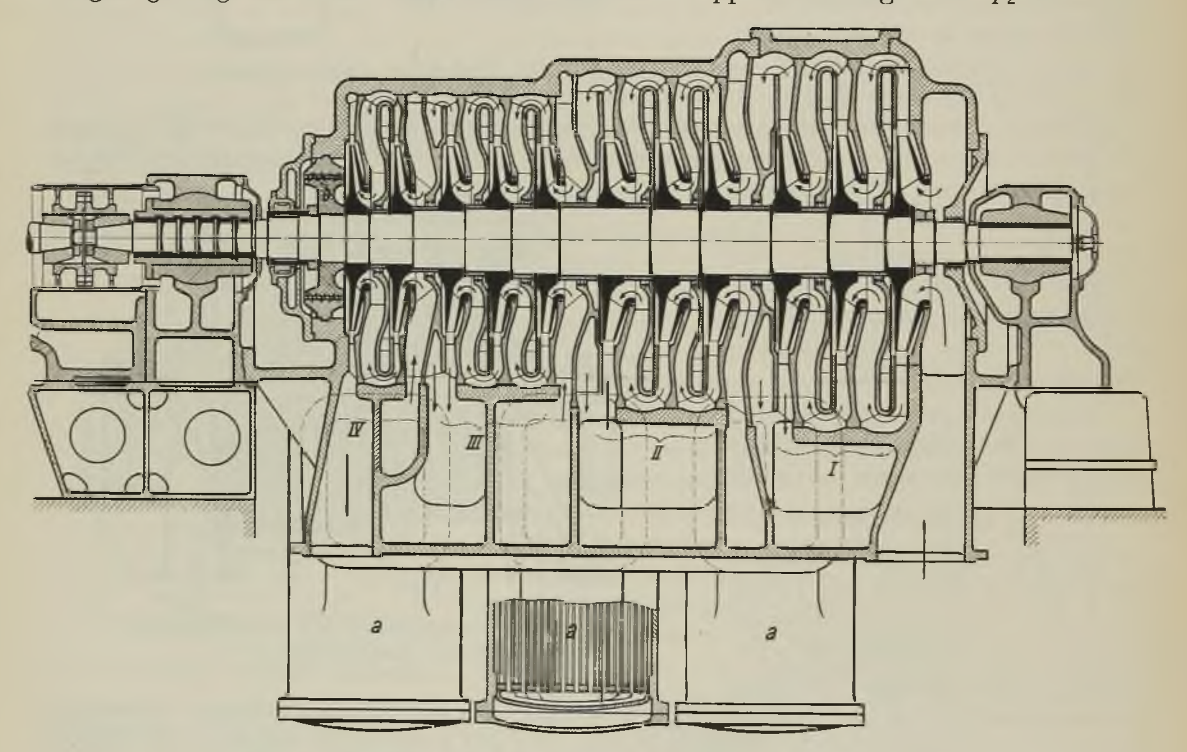


Abb. 418. Turbokompressor von C. H. Jäger & Co.

druck einer Stufe, so wird mit z Stufen der Enddruck $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^z$ erreicht. Ist die Drucksteigerung in jeder Stufe 20%, so steigt der Druck in 11 Stufen von 1 at auf 1,2, auf 1,44, auf 1,73,

[1] Aus AEG-Mitteilungen 1927, Heft 8.

auf 2,08, auf 2,5, auf 3,0, auf 3,6, auf 4,32, auf 5,19, auf 6,23, auf 7,45 at. Zur Abdichtung von Rad zu Rad dienen Labyrinthstopfbüchsen. Die ausgeführten Turbokompressoren sind meistens 11stufig; doch steigert man den Druck nicht in allen Stufen im selben Verhältnis, sondern wendet erst Räder von größerm, dann von kleinerm Durchmesser an. Weil die Luft zunehmend dichter wird, macht man ferner die Räder von Stufe zu Stufe schmäler. Für die letzten in der stark verdichteten Luft laufenden Räder ist es zweckmäßig, daß sie kleineren Durchmesser haben, damit die Radreibung nicht zu groß und die Radbreite im Verhältnis zum Durchmesser nicht zu klein wird.

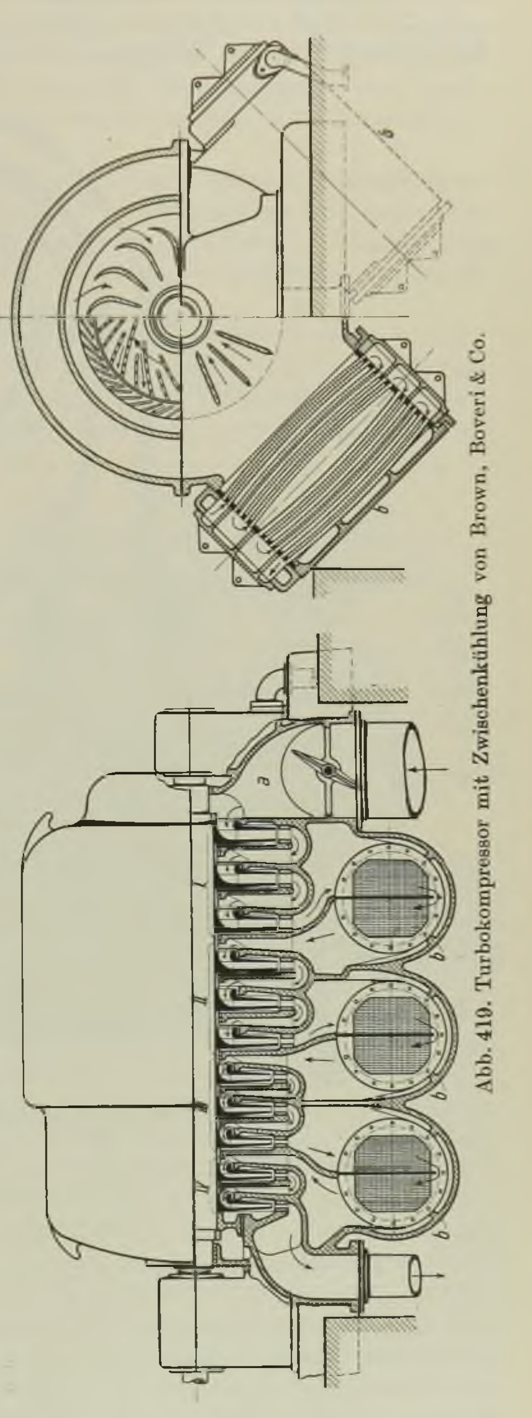


Abb. 419. Turbokompressor mit Zwischenkühlung von Brown, Boveri & Co.

Bei mäßigen Drucksteigerungen, etwa bis 1 at, braucht man nicht zu kühlen; bei höheren Enddrücken ist Kühlung unumgänglich. Die Luft empfängt nicht nur die eigentliche Kompressorarbeit als Wärme, sondern es tritt die durch Luft- und Radreibung entstehende Wärme hinzu, so daß es in höherem Maße als bei Kolbenkompressoren nötig ist, die Luft zu kühlen, um die Verdichtung möglichst der isothermischen zu nähern. Die Kühlung erfolgt entweder im Turbokompressor selbst oder in besonderen, außenliegenden Kühlern. Die erste Art zeigen die Abb. 416 und 417. In Abb. 416 ist das Gehäuse mit einem Kühlmantel umgeben, während nach Abb. 417 die Kühlung vollständig in das Gehäuse verlegt ist. Der Turbokompressor der AEG ist insofern bemerkenswert, als das Gehäuse aus einzelnen Zellen besteht, die durch Ankerbolzen axial zusammengehalten werden. Die Abbildung zeigt links den Schnitt durch die Leitschaufeln, rechts einen durch die hohlen Wassertaschen. Die Gehäusekühlung wird für Leistungen bis 20000 m³/h angewendet. Darüber hinaus kommen ausschließlich außenliegende Zwischenkühler zur Anwendung, die zwar teurer und größer sind, aber einen günstigeren isothermischen Wirkungsgrad ergeben. Aufbau und Anordnung der Zwischenkühler sind aus den Abb. 418 bis 420 ersichtlich. Bei der Mantelkühlung sind die einzelnen Kühlkammern, um sie reinigen zu können, mit Handlochverschlüssen versehen; die außenliegenden Zwischenkühler sind ohne Schwierigkeit zu reinigen. Man braucht bei Turbokompressoren mehr Kühlwasser als bei Kolbenkompressoren; für 1000 m³ angesaugte Luft kann man bei Verdichtung auf 7 atü etwa 12 m³ Kühlwasser rechnen. Trotz des größeren Kühlwasseraufwandes wird die Luft beim Turbokompressor nicht so tief gekühlt wie beim Kolbenkompressor und scheidet weniger Wasser aus; deshalb liefert der Turbokompressor feuchtere Luft als der Kolbenkompressor.

207. Isothermischer und Gesamtwirkungsgrad sowie Dampfverbrauch der Turbokompressoren[1]. Ist N_{is} die isothermische Kompressorleistung und N die tatsächliche Antriebleistung des Turbokompressors, so ist der isothermische Wirkungsgrad $\eta_{is} = N_{is}:N$. Turbokompressoren haben schlechteren isothermischen Wirkungsgrad als Kolbenkompressoren. Während bei Kolbenkompressoren mit Dampfantrieb der iso-

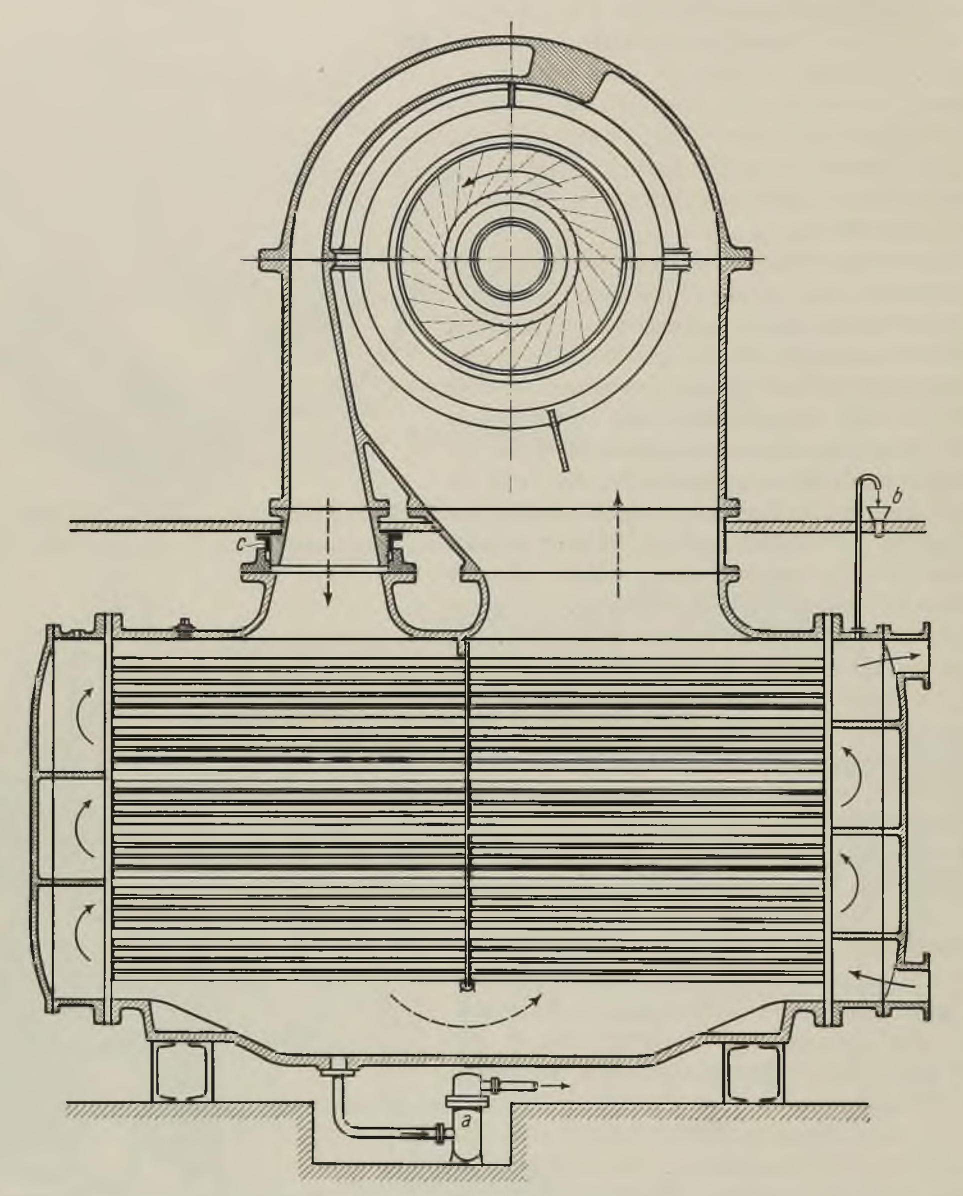


Abb. 420. Querschnitt durch einen Turbokompressor mit außenliegendem Zwischenkühler (AEG).

thermische Wirkungsgrad des Kompressors einschließlich Antriebes $= 0{,}7$ bis $0{,}72$ ist, ist für den Turbokompressor allein $\eta_{is} = 0{,}63$ bis $0{,}68$. Während man beim Kolbenkompressor mit Dampfantrieb, um stündlich 10 m³ Luft auf 6 atü zu verdichten, 1 PS_i braucht, braucht man beim Turbokompressor etwa 1,2 PS_e und mehr.

Unter dem Gesamtwirkungsgrad eines durch eine Dampfturbine angetriebenen Kompressors versteht man ebenso wie beim Kolbenkompressor das Verhältnis der in

[1] Vgl. Ziffer 199.

kcal gemessenen isothermischen Kompressorarbeit zu dem für die Dampfturbine verfügbaren Wärmegefälle des verbrauchten Dampfes.

Die für Turbokompressoren angegebenen Wirkungsgrade gelten für die normale Förderleistung, bei der sie ihren günstigsten Wert haben; bei größerer und insbesondere bei kleinerer Förderleistung als normal werden die Wirkungsgrade schlechter. Bei Kolbenkompressoren mit Dampfantrieb ändern sich dagegen die Wirkungsgrade nur geringfügig, wenn sich die Förderleistung ändert, d. h. wenn der Kompressor schneller oder langsamer läuft.

Als Dampfverbrauch der durch eine Dampfturbine angetriebenen Turbokompressoren rechne man überschlägig 1 kg Frischdampf oder 2 kg Abdampf für 1 m³ angesaugte und auf 6 atü verdichtete Luft. Für einen Kompressor von 10000 m³/h Nennleistung rechnet man etwa 1300 PS Antriebleistung, so daß eine geringe Überlastung möglich ist. Elektrischer Antrieb ist selten.

208. Die Kennlinien des Turbokompressors. Das „Pumpen“. Die Kennlinien des Turbokompressors, d. h. die Linien, die zeigen, wie sich der erzeugte Druck, die Antriebleistung und der Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der angesaugten Luftmenge ändern, verlaufen ähnlich wie bei der Kreiselpumpe. Im Diagramm Abb. 421 ist nur angedeutet, wie sich der erzeugte Druck und η_{is} mit der Fördermenge ändern; ferner sind Drucklinien für verschiedene Drehzahlen eingetragen. Es ist hervorzuheben, daß sich beim Turbokompressor der erzeugte Druck nicht mit dem Quadrate der Drehzahl ändert, wie bei der Kreiselpumpe, sondern, weil sich auch die Dichte der Luft ändert, in viel stärkerem Maße, etwa mit der vierten Potenz der Drehzahl, so daß bei einer Erhöhung der Drehzahl um 1% der erzeugte Druck um etwa 4% höher wird. Stabiler Betrieb ist nur hinter dem Scheitel der Drucklinie möglich, d. h. nur dann, wenn bei steigender Fördermenge der erzeugte Druck abnimmt. Dann kommt nämlich der Turbokompressor, wenn mehr Luft verbraucht als erzeugt wird, bei niedrigerem Drucke, aber höherer Förderleistung in neues Gleichgewicht. Ebenso kommt er, wenn umgekehrt weniger Luft verbraucht als erzeugt wird, bei höherem Drucke und niedrigerer Förderleistung wieder ins Gleichgewicht. Geht aber die Förderleistung so weit zurück, daß der Turbokompressor vor dem Scheitel der Drucklinie arbeiten müßte, dann hört der stabile Betrieb auf. Der Druck im Leitungsnetz übersteigt den vom Turbokompressor erzeugten Druck, so daß die Luft aus dem Netz in den Kompressor zurückströmt und gefährliche Stöße verursacht, bis die Rückschlagklappe in der Druckleitung den Kompressor vom Netz trennt. Damit hört die Förderung des Turbokompressors auf; er läuft aber weiter und erzeugt einen Leerlaufdruck, der unter dem normalen Förderdruck liegt. Sinkt der Netzdruck durch Luftverbrauch oder Undichtheiten unter diesen Leerlaufdruck, so beginnt der Turbokompressor wieder in die Leitung zu fördern. Dem Leerlaufdruck entspricht aber auf der gleichen Drehzahllinie ein gleicher Druck bei großer Fördermenge, und auf diesen Betriebspunkt springt der Kompressor sofort über. Die Förderung überschreitet damit wieder den Bedarf, so daß der Betriebspunkt infolge der Drucksteigerung von neuem nach links über den Scheitelpunkt hinauswandert und der ganze Vorgang sich wiederholt. Dieses periodische Spiel nennt man das Pumpen der Turbokompressoren, welches unbedingt vermieden werden muß. Im Kennliniendiagramm (Abb. 421) ergibt das Arbeitsgebiet rechts von den Scheitelpunkten der Drehzahllinien immer neue Gleichgewichtszustände, es ist also stabil. Dagegen ist das Gebiet links von den Scheitelpunkten labil, dort setzt das Pumpen ein. Die durch die Scheitelpunkte gezogene, beide Gebiete

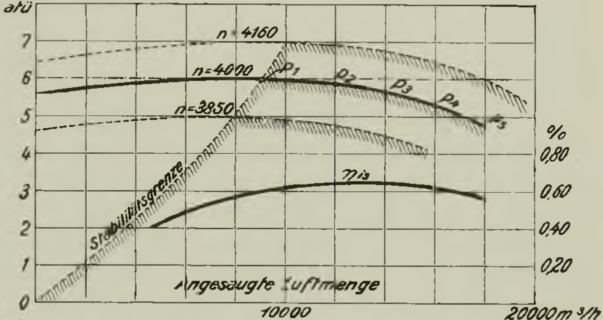


Abb. 421. Kennlinien eines Turbokompressors.

trennende Linie wird daher als Stabilitäts- oder Pumpgrenze bezeichnet. Das Pumpen ist durch die Betriebsbedingungen des Turbokompressors gegeben, die anders sind als bei einer Turbowasserhaltungspumpe. Ist bei dieser, wenn die Drehzahl zu tief gesunken ist, das Rückschlagventil hinter der Pumpe zugeschlagen, so ist die Turbopumpe im allgemeinen nicht imstande, bei geöffnetem Drosselschieber gegen den Druck der Steigleitung, der, solange sie dicht ist, unverändert hoch bleibt, von neuem zu fördern. Der Druck im Druckluftnetz dagegen nimmt, wenn der Turbokompressor aussetzt, schnell ab, weil immer Luft verbraucht wird oder durch Undichtigkeiten entweicht, so daß der Turbokompressor bald wieder ins Netz fördern kann.

Da das Pumpen in dem Leistungsgebiet (etwa bei 60% der normalen Fördermenge) des Turbokompressors auftritt, in welchem ohnehin der Wirkungsgrad schlecht ist, wird man nach Möglichkeit den Betrieb so führen, daß der Turbokompressor nur auf dem absteigenden Aste der Drucklinie arbeitet. Ist das nicht möglich, fällt also der Druckluftverbrauch so weit, daß die Stabilitätsgrenze unterschritten wird, wird man ihn, um das Pumpen zu verhüten, künstlich erhöhen, indem man einen Teil der erzeugten Druckluft durch ein Abblasventil ins Freie schickt. Es genügt im allgemeinen, das Abblasventil von Hand zu öffnen; man kann aber auch die Abblaseinrichtung selbsttätig gestalten, indem man den dynamischen Druck der durch die Leitung strömenden Luft zur Steuerung des Abblasventiles ausnutzt. Das Verfahren ist einfach, aber unwirtschaftlich, da die überschüssige Luft verlorengeht. Es eignet sich dort, wo der Luftverbrauch nur kurzzeitig unter die Pumpgrenze herabsinkt.

Ein einfaches und wirksames Mittel, die Stabilitäts- oder Pumpgrenze nach links zu verlegen, ist, daß man die angesaugte Luft drosselt. Erniedrigt man bei geringer werdendem Druckluftverbrauch den erzeugten Druck, wird die Pumpgrenze ebenfalls nach links verlegt, wie es Abb. 421 zeigt. Denselben Zweck erreichen BBC durch ihre Diffusorenreglung, indem die Leitschaufeln drehbar gemacht und bei kleinerem Druckluftverbrauch selbsttätig so eingestellt werden, daß die Leitradquerschnitte kleiner werden. Bei der Saugreglung der Frankfurter Maschinenbau-A.-G. wird die Saugleitung abgesperrt, sobald der erzeugte Luftdruck infolge geringerer Luftentnahme den durch die Reglung eingestellten überschreitet; gleichzeitig schließt sich die Rückschlagklappe in der Druckleitung und der Kompressor wird vom Netz abgeschaltet. Während des Abschaltens wird auch die Saugleitung abgesperrt, so daß der Kompressor mit geringem Leistungsverbrauch im Vakuum weiterarbeitet, derart, daß der Enddruck nur gerade den atmophärischen Druck erreicht. Ist dann der Luftdruck im Netz um etwa 0,3 at gesunken, wird die Saugleitung wieder freigegeben, und der Kompressor beginnt wieder zu fördern.

Ebenfalls als Aussetzerreglung arbeitet das Verfahren AEG-Dr. Havliček, welches sich durch Einfachheit und Wirtschaftlichkeit auszeichnet. Die in der Druckleitung befindliche Rückschlagklappe ist durch eine Umführungsleitung, in der sich eine Düse befindet, kurzgeschlossen. Beim Erreichen der Pumpgrenze schlägt die Rückschlagklappe zu, und durch die Düse findet ein schwacher Rückstrom aus dem Netz statt, welcher das Pumpen verhindert. Dieser geringe Rückstrom entlastet den Kompressor derart, daß sein Leerlaufkraftbedarf nur noch etwa 15% des normalen beträgt.

Bei elektrischem Antrieb des Turbokompressors kann die Aussetzerreglung auch einfach dadurch erzielt werden, daß der Kompressor in Abhängigkeit vom Luftverbrauch selbsttätig zu- und abgeschaltet wird. Grundbedingung für alle Aussetzerreglungen ist ein genügend großes Leitungsnetz, welches vorübergehend als Speicher wirken kann.

209. Reglung des Druckes bei Turbokompressoren. Wenn der Turbokompressor durch eine Dampfturbine angetrieben wird, kann man den zu erzeugenden Luftdruck innerhalb weiter Grenzen wirtschaftlich regeln, indem man die Dampfzufuhr und damit die Drehzahl des Turbokompressors entsprechend einstellt. Man sollte von dieser Möglichkeit reichlichen Gebrauch machen und den Luftdruck immer nur so hoch halten, wie er erforderlich ist. In derselben Weise wie den Kolbenkompressor kann man auch den Turbokompressor selbsttätig so regeln, daß er annähernd gleichbleibenden Druck er-

zeugt. Die Frankfurter Maschinenbau-A.-G baut eine mit einer Isodromvorrichtung versehene Luftdruckreglung, bei der die Drehzahl des Kompressors nur von dem zu haltenden Luftdruck abhängt und von den schwankenden Dampfverhältnissen nicht beeinflußt wird.

Bei Drehstromantrieb kann man den zu erzeugenden Druck nur in der Weise beeinflussen, daß man — von Hand oder selbsttätig — die angesaugte Luft mehr oder weniger drosselt, oder den Kompressor selbsttätig zu- und abschaltet.

210. Vergleich des Turbokompressors mit dem Kolbenkompressor. Der Turbokompressor ist dem Kolbenkompressor überlegen, wenn es sich um große Leistungen handelt. Während man bei Kolbenkompressoren nur Einheiten bis 20000 m³/h Ansaugleistung gebaut hat, hat man Turbokompressoren für 100000 m³/h und mehr ausgeführt. Weil die Antriebkräfte nicht in die Lager hineingehen, ist der Turbokompressor gegen Überlastung unempfindlich, während der Kolbenkompressor volle Leistung und mehr nur bei hoher, den Kompressor stark beanspruchender Drehzahl hergibt. Der Ölverbrauch des Turbokompressors ist viel geringer als der des Kolbenkompressors, und die verdichtete Luft ist ölfrei, weil sie nicht mit geschmierten Flächen in Berührung gekommen ist. In der Regelbarkeit ist der durch Dampf angetriebene Kolbenkompressor dem Turbokompressor überlegen, da der Kolbenkompressor bei annähernd gleichbleibendem Wirkungsgrade und Dampfverbrauche bis auf die kleinsten Leistungen herunter regelbar ist. Arbeitet ein Kolbenkompressor mit einem Turbokompressor parallel, wird man also in erster Linie mit dem Kolbenkompressor regeln. Im Dampfverbrauch stimmen Kolben- und Turbokompressor etwa überein, solange der Turbokompressor in seinem günstigen Bereich arbeitet. Während beim Kolbenkompressor die Förderleistung aus der Drehzahl bestimmbar ist, ist beim Turbokompressor eine besondere Meßeinrichtung anzuordnen, welche die Förderleistung anzeigt und registriert.

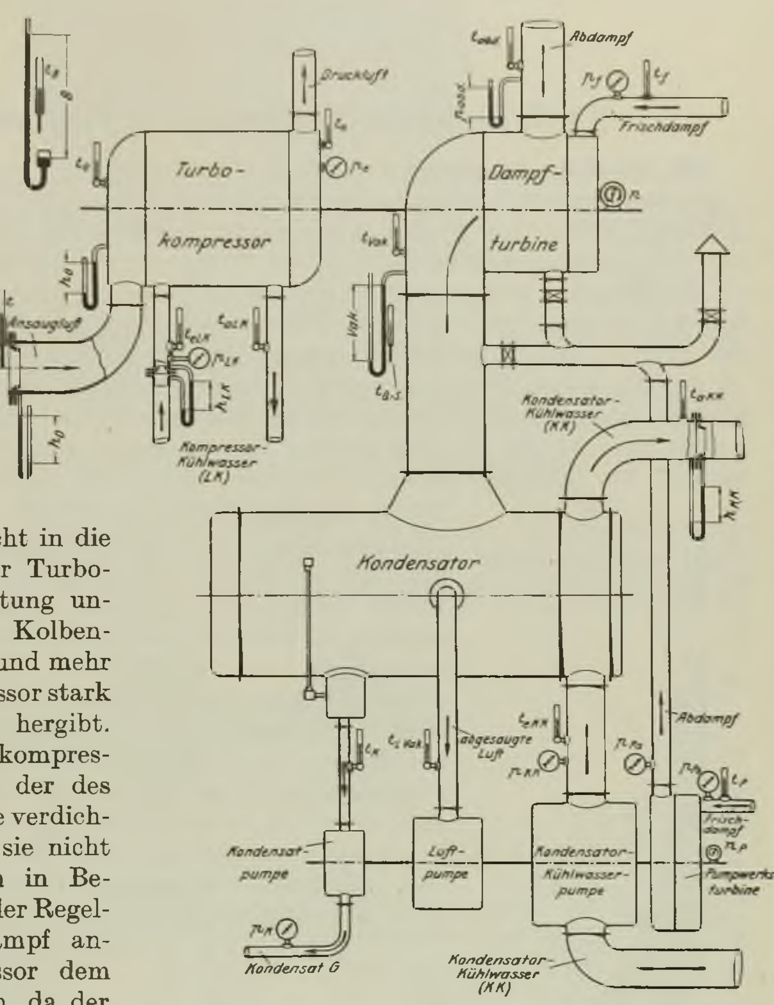


Abb. 422. Meßanordnung für Turbokompressoren.

211. Leistungsversuche an Turbokompressoren mit Dampfantrieb. Für Untersuchungen an Turbokompressoren gelten die vom Vereine deutscher Ingenieure aufgestellten Regeln für Leistungsversuche an Kompressoren. Wegen der vorzunehmenden Messungen sei auf Ziffer 204 verwiesen. Die Luft wird durch Düsen gemessen. In der den Regeln entnommenen Abb. 422 ist ein Turbokompressor nebst antreibender Dampfturbine dar-

gestellt und angedeutet, wo und wie die Meßinstrumente anzuordnen sind. Wegen der Bezeichnungen vgl. Ziffer 204. Die Düse zur Messung der Ansaugluft, die in der Abbildung als Einlaufdüse ausgeführt ist, wird neuerdings als Durchflußdüse benutzt, indem der Düse noch eine Rohrleitung vorgeschaltet wird. Es ist zu beachten, daß die fortgedrückte Luftmenge um die Stopfbüchsenverluste geringer ist als die angesaugte Luftmenge[1].

XXII. Hochdruckkompressoren. Preßluftlokomotiven.

212. Hochdruckkompressoren. Außer den normalen, Druckluft von etwa 6 at erzeugenden Bergwerkskompressoren hat man Kompressoren für viel höhere Pressungen, z. B. um Luft in die Druckwindkessel der Wasserhaltungspumpen zu drücken, wobei sich der zu erzeugende Druck nach der Teufe richtet, oder um bei Dieselmaschinen das zu verbrennende Öl in den Zylinder mittels Druckluft einzublasen, wofür 60 bis 70 at erforderlich sind. Für chemische Zwecke verdichtet man Luft auf 200 bis 300 at; für den Betrieb von Grubenbahnen erzeugt man Preßluft von 150 bis 200 at.

Für die hohen Pressungen und verhältnismäßig kleinen Luftmengen kommen nur Kolbenkompressoren in Frage. Je nach der Höhe des zu erzeugenden Enddruckes verwendet man 3- oder 4- oder 5stufige Kompressoren. Die Hochdruckkompressoren, die Preßluft für Grubenlokomotiven erzeugen, führt man meist 5stufig aus. Stimmen die Stufen im Druckverhältnis überein, so ist das gleichbleibende Druckverhältnis bei 160 at Enddruck $\sqrt[5]{160} = 2{,}76$, d. h. die Luft wird von 1 at auf 2,76 auf 7,6 auf 21 auf 58 auf 160 at komprimiert, und die Leistung dieses Hochdruckkompressors ist 5 mal so groß wie die eines Kompressors, der die angesaugte Luft von 1 at auf 2,76 at verdichtet. Abb. 423 (Demag) zeigt das rankinisierte Diagramm eines 5stufigen Hochdruckkompressors. Um stündlich 1000 m³ Luft von 1 at auf 2,76 at isothermisch zu verdichten, braucht man gemäß Diagramm Abb. 386 theoretisch 38 PS, für die Verdichtung auf 160 at also $5 \cdot 38 = 190$ PS; die tatsächliche Antriebleistung ist, wenn $\eta_{is} = 0{,}66$ ist, $= 290\ \mathrm{PS_i}$, d. h. annähernd 3 mal so viel, wie bei 6 at Enddruck. Hochdruckluft von 200 at kostet je m³ angesaugte Luft etwa 1,1 Pf.

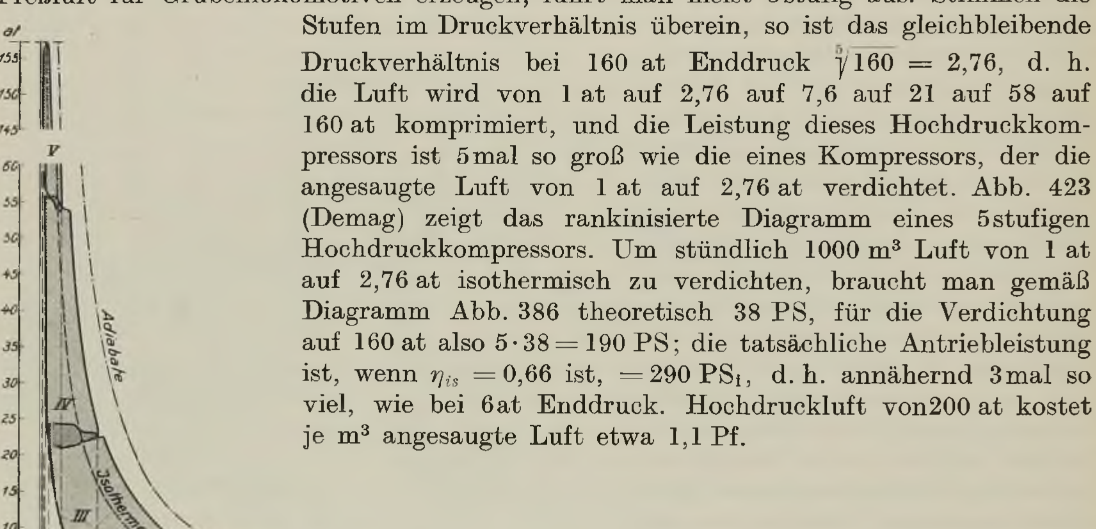


Abb. 423. Rankinisiertes Diagramm eines 5stufigen Kompressors.

Von Stufe zu Stufe sind Zwischenkühler anzuordnen. Die ersten Zwischenkühler baut man, wie Abb. 424 veranschaulicht, ebenso wie die Zwischenkühler der Niederdruckkompressoren derart, daß das Kühlwasser Röhren durchströmt, an denen die Luft entlang geführt wird. Bei den letzten Stufen macht man es umgekehrt, indem man die auf ziemlich hohen Druck gepreßte Luft durch Rohrschlangen führt, die in einem offenen, vom Kühlwasser durchflossenen Behälter liegen.

In Abb. 424 ist ein einachsiger, die Luft in 5 Stufen verdichtender Hochdruckkompressor dargestellt, der von der Berliner Maschinenbau-A.-G. vorm. L. Schwartzkopff

[1] Vgl. Rollwagen: Abnahmeversuche an Turbokompressoren. Z. V. d. I. 1927, S. 196.

ausgeführt ist; nur die Niederdruckstufe ist doppeltwirkend. Abb. 425 zeigt die Zylinderanordnung eines großen von der Demag gebauten Hochdruckkompressors, der 3000 m³/h ansaugt und auf 175 at preßt. Die erzeugte Preßluft dient zum Betriebe von Grubenbahnen. Der Hub ist 1000 mm, die minutliche Drehzahl ist 81. Die Niederdruckstufe ist wieder doppeltwirkend; der Niederdruckkolben hat 815 mm Durchmesser. Auf der

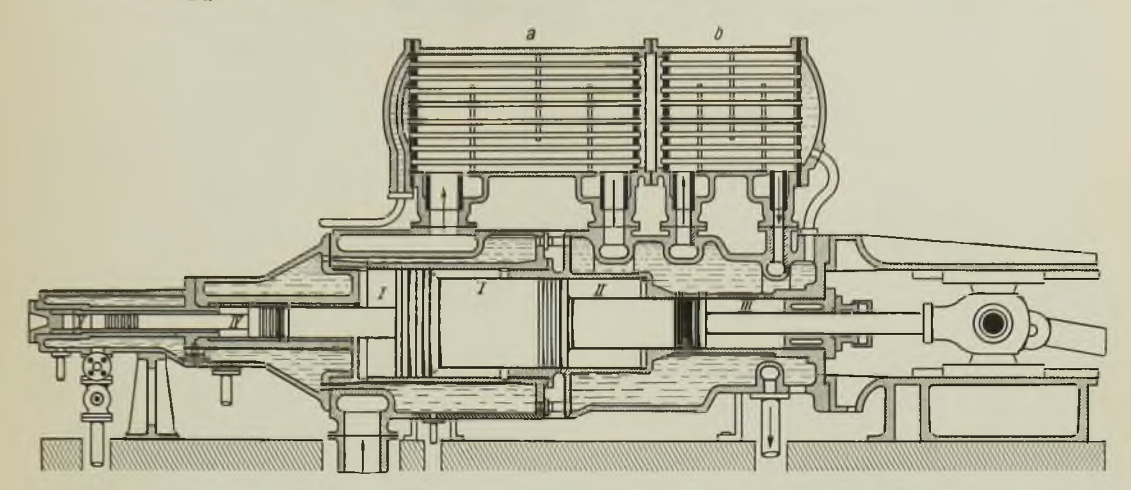


Abb. 424. Einachsiger, fünfstufiger Hochdruckkompressor (Schwartzkopff).

Hochdruckseite ist der Ausgleichraum A angeordnet, damit die Antriebkräfte beim Hin- und Rückgange gleichgroß sind. Bei 3000 m³/h Saugleistung leistet die antreibende Dampfmaschine etwa 880 PS_i, so daß 3,4 m³/PS_ih angesaugt werden[1]. Die dargestellten

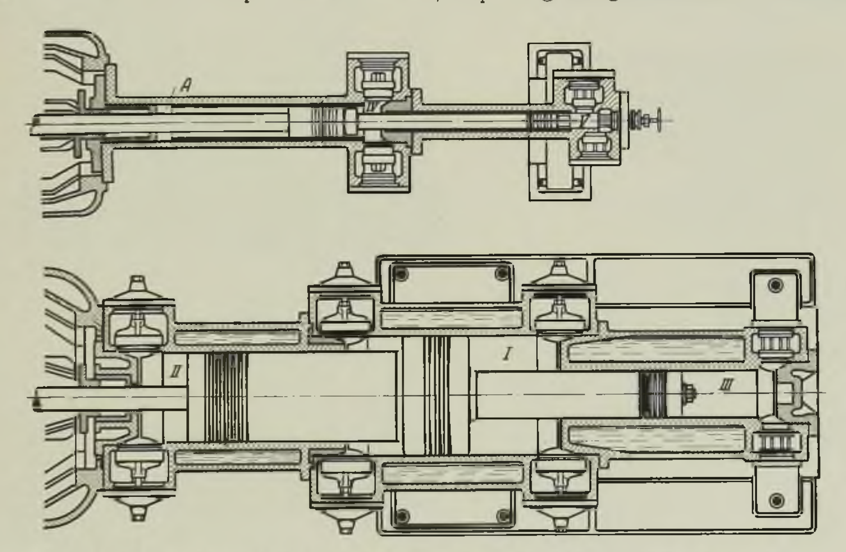


Abb. 425. Zweiachsiger, fünfstufiger Hochdruckkompressor (Demag).

Hochdruckkompressoren haben selbsttätige Ventile. Neumann & Esser, Aachen, verwenden bei den ersten 4 Stufen ihrer Hochdruckkompressoren die Köstersche Kolbenschiebersteuerung. Führt man dem Hochdruckkompressor aus dem Niederdrucknetz vorgepreßte Luft von 6 at zu, so spart man die ersten beiden Stufen und braucht für die weitere Verdichtung nur 3 Stufen.

[1] Vgl. Glückauf 1923, S. 140.

Abb. 426 zeigt einen Sammler für hochgepreßte Luft, der aus 10 Stahlflaschen *f* besteht, die untereinander verbunden sind. *e* ist die Entwässerungsleitung. In Abb. 427 ist die Flanschverbindung einer Leitung für hochgepreßte Luft dargestellt, die mit Nut und Feder ausgeführt und durch den eingelegten Kupferring abgedichtet wird.

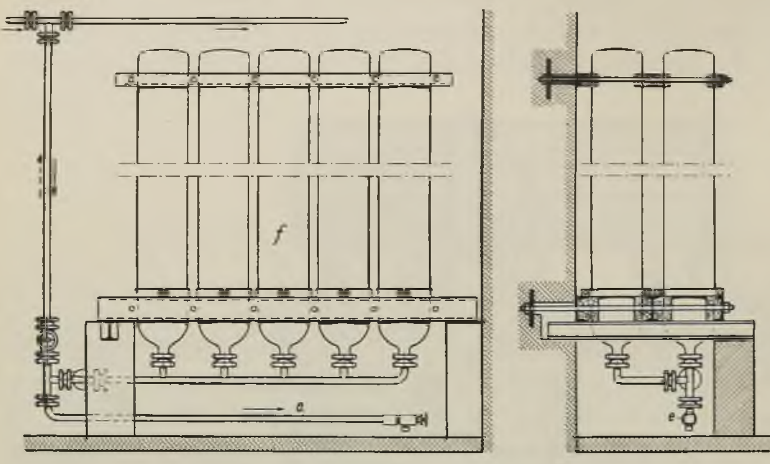
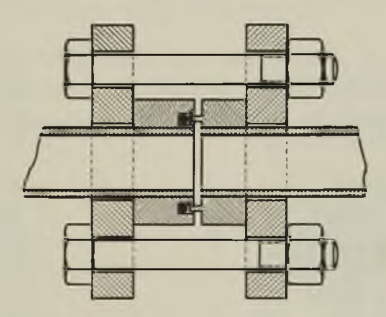


Abb. 426. Preßluftsammler.

213. Preßluftgrubenlokomotiven[1]. Preßluftlokomotiven, die von A. Borsig, Berlin, von der Berliner Maschinenbau-A.-G. vorm. L. Schwartzkopff, von der Demag und anderen Firmen gebaut werden, sind als Hauptstreckenlokomotiven ziemlich verbreitet und finden in kleinerer Ausführung als Abbaulokomotiven zunehmende Verwendung. Sie werden mit Preßluft von 150 bis 200 at (Demag bis 225 at) betrieben, die in stählerne, auf dem Fahrgestell gelagerte, unter sich verbundene Flaschen gefüllt wird. Der hohe Preßluftdruck ist nötig, um in den Flaschen der Lokomotive möglichst viel Preßluft zu speichern; in dem Maße wie Preßluft entnommen wird, sinkt der Druck in den Flaschen.


Abb. 427. Flanschverbindung einer Preßluftleitung.

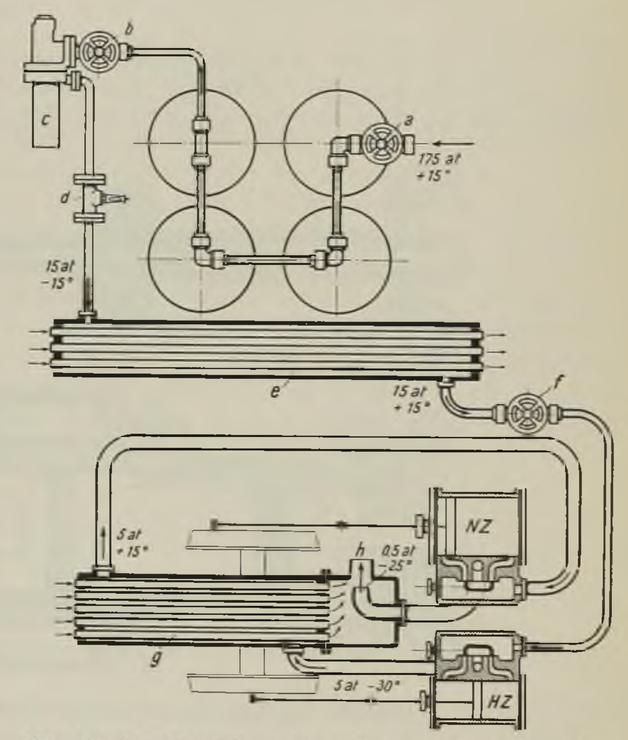


Abb. 428. Druckluftlokomotive mit zweistufiger Expansion (Borsig).

In Abb. 428 ist eine Hauptstreckenlokomotive von Borsig und in Abb. 429 eine solche der Berliner Maschinenbau-A.-G. (Schwartzkopff) im Aufbau schematisch dargestellt.

Die Lokomotivmaschine wird mit niedrigem, aber gleichmäßigem Druck betrieben, indem die Preßluft durch ein Druckminderventil bei zweistufiger Ausdehnung (Abb. 428) auf 15 bis 18 at, bei dreistufiger (Abb. 429) auf 25 bis 30 at herabgedrosselt wird,

[1] Über die Reibungsverhältnisse und den Kraftbedarf der Grubenbahnen siehe Ziffer 244. Diesel- und Benzollokomotiven sind in Ziffer 129 und 130, elektrische in Ziffer 244 besprochen.

was etwa 28 bzw. 25% Arbeitsverlust bedeutet. Trotz der starken Entspannung entsteht im Druckminderventil kein Temperaturabfall, weil die Drosselwärme in der Luft bleibt[1]. Aus dem Druckminderventil tritt die Luft zur Arbeitsflasche und zur Lokomotivmaschine, die durch ein Sicherheitsventil vor übermäßig hohem Druck geschützt werden, falls das Druckminderventil versagt. Hinter dem Hochdruckzylinder, bei dreistufiger Dehnung auch hinter der Mitteldruckstufe ist ein Zwischenwärmer angeordnet, durch dessen Röhren die warme Grubenluft von der auspuffenden Druckluft mittels Blasrohres[2] hindurchgesaugt wird, damit die bei der Entspannung im Zylinder stark abgekühlte Preßluft wieder erwärmt wird. Daß man bei der Preßluftlokomotive überhaupt die Luft so weit expandieren lassen kann, hängt damit zusammen, daß hochgespannte Preßluft viel trockner ist als Druckluft von normalem Druck[3]. Trotzdem sammelt sich Wasser in den Hochdruckflaschen und in der Arbeitsflasche. Dieses Wasser ist von Zeit zu Zeit abzulassen, damit es nicht in die Zylinder treten und Wasserschläge verursachen kann.

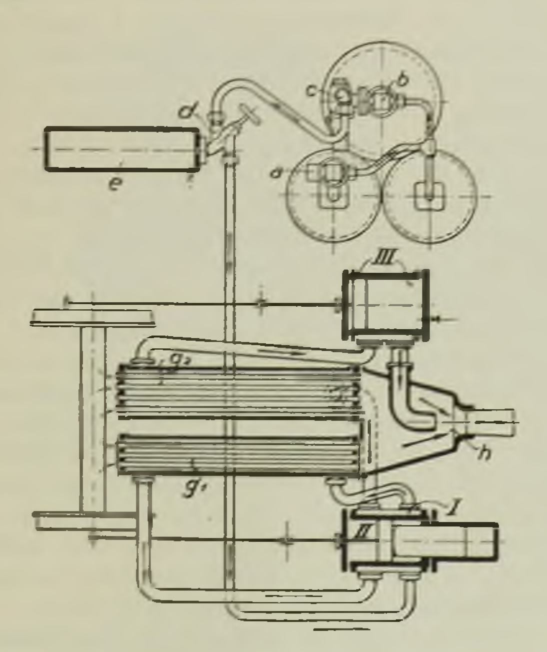


Abb. 429. Druckluftlokomotive mit dreistufiger Expansion (Schwartzkopff).

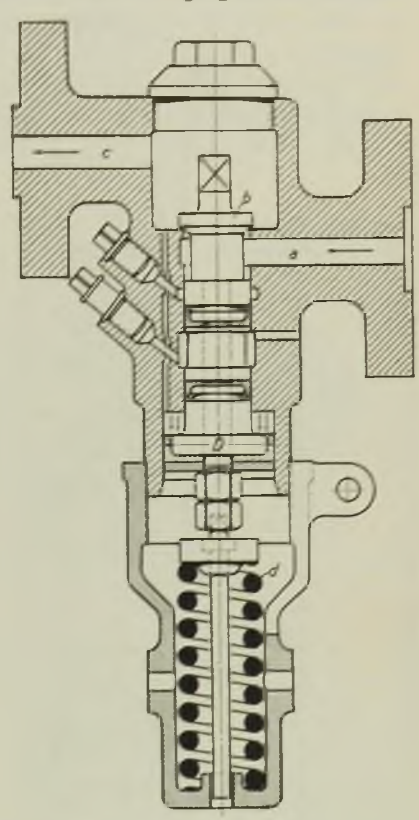


Abb. 430. Druckminderventil für Druckluftlokomotiven.

Beim Anfahren wird es meist nötig sein, dem Niederdruckzylinder Frischluft aus der Arbeitsflasche zuzuführen. Bei den Borsigschen Lokomotiven wird zu diesem Zwecke die Arbeitsflasche durch ein Anfahrventil mit dem Niederdruckzylinder verbunden, der durch ein von der zuströmenden Frischluft betätigtes Umschaltventil vom Zwischenwärmer getrennt, und der durch ein Sicherheitsventil vor übermäßig hohem Druck geschützt wird. Fährt trotz geöffneten Anfahrventiles die Lokomotive nicht an, so verbindet man den Zwischenwärmer durch einen Entlüftungshahn mit der Atmosphäre. Ist die Lokomotive in Bewegung, so ist das Anfahrventil zu schließen und die Steuerung auf möglichst kleine Füllung zurückzulegen. Bei den Schwartzkopffschen Dreifachexpansionslokomotiven ist mit der Steuerung ein Anlaßhahn verbunden. Wird die Steuerung auf größte, 80% betragende Füllung ausgelegt, so wird der Hahn so gedreht, daß er Frischluft sowohl dem Niederdruck- als dem Mitteldruckzylinder zuführt, die durch

[1] Vgl. *is*-Diagramm für Luft (Abb. 20). [2] Vgl. Ziffer 40. [3] Vgl. Ziffer 217.

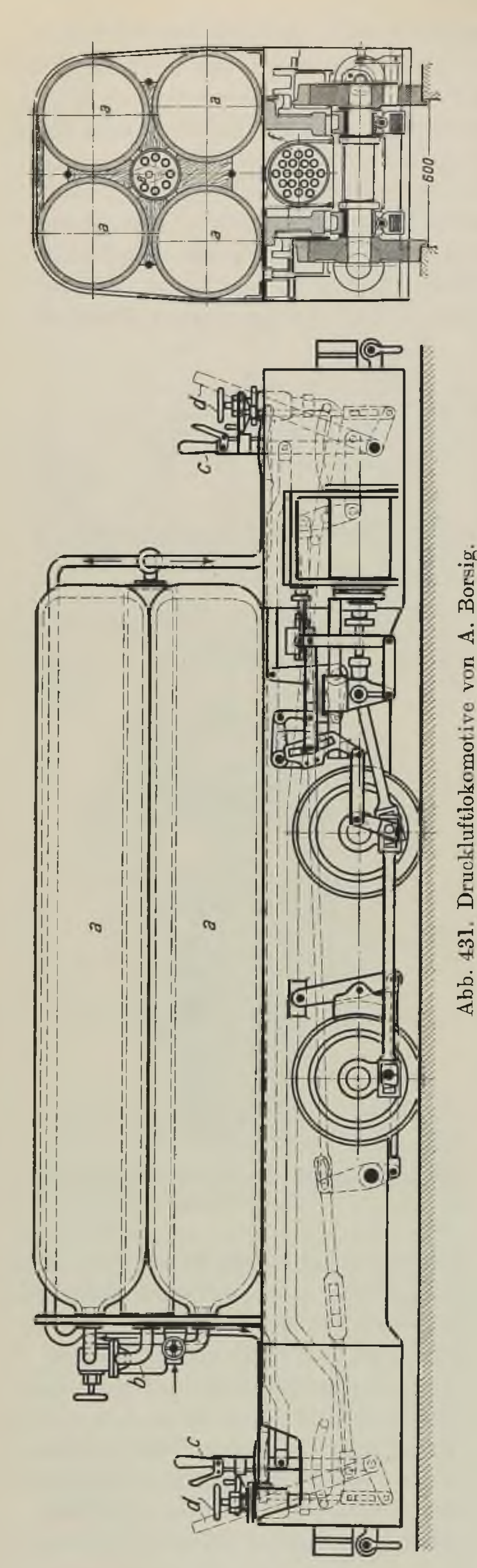


Abb. 431. Druckluftlokomotive von A. Borsig.

Sicherheitsventile vor höherem Druck als 5 bzw. 15 at geschützt sind. Damit nicht Preßluft vergeudet wird, wird der Steuerhebel, sobald ihn der Maschinist losläßt, durch eine Feder in eine 60 % Füllung steuernde Lage zurückgezogen, wobei zugleich der Anlaßhahn so gedreht wird, daß die Frischluft zum Niederdruck- und zum Mitteldruckzylinder abgesperrt ist.

In Abb. 428 bedeutet *a* das Füllventil an der Lokomotive, *b* das Hauptabsperrventil, *c* das selbsttätige Druckminderventil, *d* ein die Lokomotivmaschine beim Versagen des Druckminderventils schützendes Sicherheitsventil, *e* die Arbeitsflasche, *f* das Fahrventil, *g* den oder die Zwischenwärmer, *h* den Auspuff der Druckluft nebst Blasrohr. Für Abb. 429 gelten dieselben Bezeichnungen, nur ist das Fahrventil nicht mit *f* sondern mit *d* bezeichnet. Das Sicherheitsventil ist mit *c* verbunden. Zur Steuerung dienen Flach- oder Kolbenschieber, die durch Kulissensteuerungen oder Steuerungen besonderer Art bewegt werden.

Abb. 430 veranschaulicht die Wirkungsweise eines Druckminderventils. Auf die obere Seite des abgestuften Kolbens vom Durchmesser *D* wirkt der verminderte Druck, auf die untere die Feder *d*. Der Kolben steuert bei *b* den Übertritt der hochgepreßten Luft in den Niederdruckraum *c*. Je nachdem die Kraft der Feder *d* oder der die obere Kolbenseite belastende Druck der bei *b* gedrosselten Luft überwiegt, strömt bei *b* mehr oder weniger Luft über, und der hohe Druck der Preßluft wird auf ungefähr gleichbleibenden Druck herabgemindert, den man einstellt, indem man die Feder *d* mehr oder weniger spannt. Der Kolben nebst den dichtenden Ledermanschetten ist durch kältebeständiges Öl zu schmieren.

Abb. 431 zeigt als Beispiel der konstruktiven Ausführung die Grubenlokomotive von A. Borsig, Berlin, die zwei (meist überdeckte) Führersitze hat. Die Flaschen sind mit *a* bezeichnet, *b* ist das Druckminderventil, *c* der Steuerhebel, *d* der Hebel der Handbremse. Auf beiden Seiten der Lokomotive sind Sandkästen angebracht, die durch einen Zug vom Führerstande her bedient werden. Die angewandte Heusingersteuerung ist in Ziffer 80 genauer dargestellt; sie zeichnet sich durch gleichbleibendes lineares Voreilen aus.

Die normalen Lokomotiven[1] für die Hauptstrecken, die meist 600 mm Spurweite haben, üben am Haken gemessen 500 kg Zugkraft aus, haben etwa 3 bis 4 m/s Fahrgeschwindigkeit und leisten normal 15 bis 20 PS. Beim Anfahren kann durch Frischluft im Niederdruckzylinder die Anzugkraft auf über 1000 kg

[1] Vgl. Schulte: Druckluftlokomotiven. Z. V. d. I. 1921, S. 1345.

erhöht werden. Der Fahrbereich ist 6 bis 8 km (ohne Verschiebedienst); häufig ist er kleiner, insbesondere, wenn bei der Hinfahrt Berge gefördert werden. Der Querschnitt der Lokomotiven ist durch die Strecken begrenzt, so daß sie sehr lang werden müssen, um genügenden Druckluftvorratsraum zu erhalten.

Der Vorzug der unbedingten Schlagwettersicherheit macht die Druckluftlokomotive geeignet, die Förderung unmittelbar vom Abbau aus zu übernehmen, wenn sie den räumlichen Verhältnissen des Abbaues angepaßt wird. Die von verschiedenen Firmen gebauten Abbaulokomotiven (z. B. Troll, Bergbau G. m. b. H., Dortmund; Grubenfloh, Schwartzkopff; Grubenzwerg, Demag) müssen für geringe Durchgangsprofile und das Befahren starker Kurven bemessen sein. Außerdem darf die Lokomotive für den Transport durch den Stapelschacht die Länge eines Förderwagens nicht überschreiten, oder sie muß sich dementsprechend teilen lassen. Das durch die Kleinheit bedingte geringe Speichervermögen der Abbaulokomotiven zwingt zu sparsamster Luftausnutzung. Von der Verwendung mehrfacher Expansion ist man abgegangen. So wird die Abbaulokomotive Bauart Troll durch einen einfach wirkenden Vierzylindermotor angetrieben, der bei

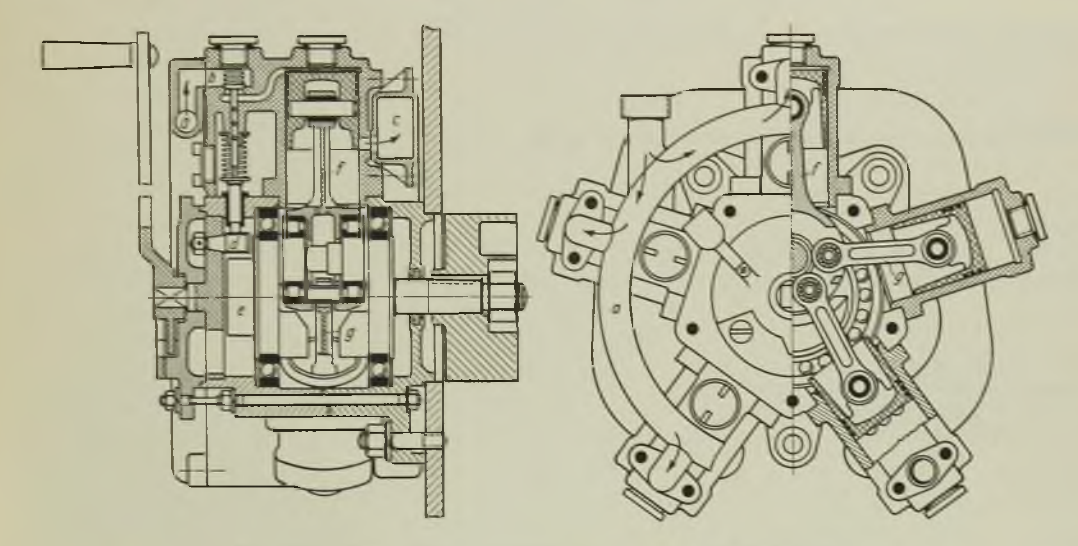


Abb. 432. Sternmotor für Abbaulokomotiven (Schwartzkopff).

25 at Arbeitsdruck das gesamte Druckgefälle ohne Zwischenstufen im Gleichstromverfahren ausnutzt. Die in den Zylindern verbleibende Luft wird bei der Verdichtung erwärmt. Die aus dem Arbeitsbehälter hinzutretende Frischluft erwärmt sich gleichfalls bei der Mischung, so daß eine Vereisung des Zylinders auch ohne Zwischenwärmung verhindert wird. Eine Ventilsteuerung gestattet beim Anfahren Vollfüllung einzustellen, die sich bei gleichmäßiger Fahrt bis auf 50% Füllung verringern läßt.

In ähnlicher Weise arbeitet der in Abb. 432 dargestellte Sternmotor der Berliner Maschinenbau-A.-G. (Schwartzkopff). Die Arbeitsluft von 25 bis 30 at wird durch die Ringleitung *a* gleichmäßig auf alle Zylinder verteilt. Sie gelangt während der Füllungsperiode durch das Ventil *b* in den Zylinder, treibt den Kolben und tritt in der unteren Totlage desselben durch die dann freigelegten Schlitze in den Auspuffkasten *c* aus. Die im Zylinder verbleibende Restluft wird beim Kompressionshub verdichtet und erwärmt und verhindert, wie oben bereits gesagt, die Vereisung des Zylinders während der starken Expansion. Zylinderfüllung und Drehrichtung werden mit dem Handhebel verändert, welcher eine Steuerscheibe mit 5 Steuerhebeln dreht, die um die Bolzen *d* drehbar sind. Diese Steuerhebel betätigen in Verbindung mit der an der Kurbelwelle befestigten Nockenscheibe *e* die Ventile *b*. Beim Loslassen tritt der Handhebel selbsttätig in die Nullstellung, bei der sämtliche Ventile geschlossen sind. Bei geringem Ausschlag des

Handhebels läuft der Motor mit geringer Drehzahl, aber großem Drehmoment an. Dabei beträgt die Füllung etwa 50%. Weitere Hebelauslage verringert die Füllung stetig bis auf 10%. Die einfach gekröpfte Kurbelwelle läuft in Kugellagern. An die auf Tonnenlagern laufende Hauptpleuelstange f sind die Nebentreibstangen g angeschlossen. Der Motor hat also nur ein Pleuelstangenlager, dessen Belastung außerdem durch die entgegengesetzt wirkenden Kräfte der Nebentreibstangen herabgesetzt wird, wodurch der mechanische Wirkungsgrad gegenüber dem Reihenmotor erheblich verbessert wird. Die Drehzahl des Motors beträgt normal $n = 1300$, kann jedoch auf $n = 2000$ gesteigert werden. Eine mit dem beschriebenen Sternmotor ausgerüstete Abbaulokomotive hat eine größte Zugkraft von 600 kg beim Anfahren und erreicht eine Höchstgeschwindigkeit von 2,5 m/s. Ihr Fahrbereich mit einer Füllung beträgt etwa nur 2,5 km, so daß während einer Schicht mehrmals gefüllt werden muß. Das ist ein nicht unwesentlicher Nachteil der Abbaulokomotiven, denn zur Vermeidung unnötiger Leerfahrten müssen Füllstellen in der Nähe des Abbaues eingerichtet werden, die sehr lange Zuleitungen für die Hochdruckluft erfordern.

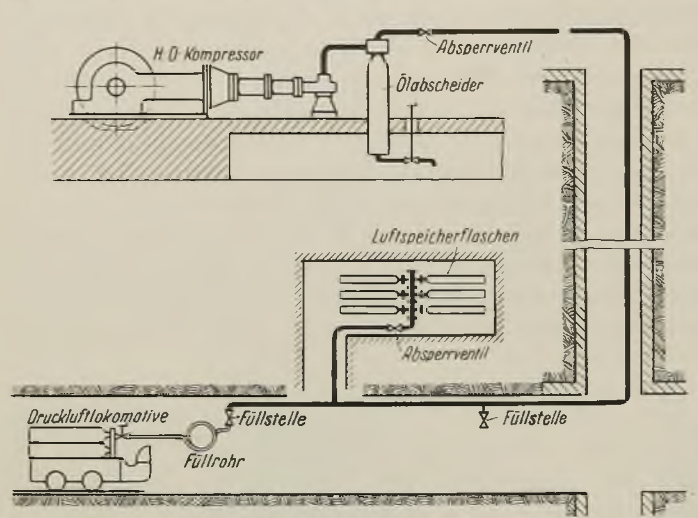


Abb. 433. Schema einer Hochdruckluftanlage.

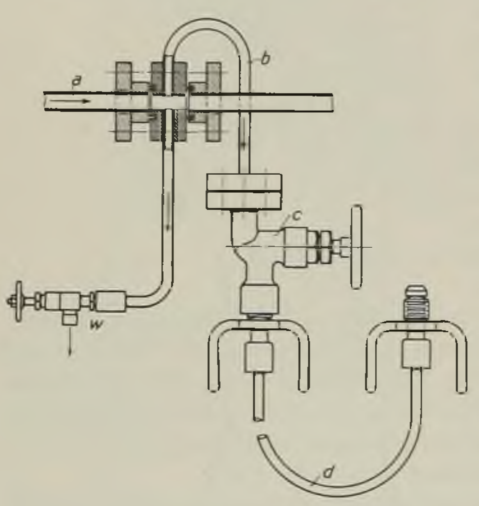


Abb. 434. Fülleitung für Druckluftlokomotiven.

Um die Lokomotiven mit Druckluft aufzufüllen, werden am Schachte und vielfach auch in den Strecken Füllstellen angeordnet. Abb. 433 zeigt schematisch den Aufbau der Hochdruckluftanlage für Druckluftlokomotiven. An den Füllstellen versieht man die Leitung mit einer oder mehreren Speicherflaschen (Abb. 426). Abb. 434 (Schwartzkopff) zeigt die Fülleinrichtung. Die Preßluft wird der Leitung a mittels der Leitung b entnommen, die bei w entwässerbar ist, und strömt über das Füllventil c durch das biegsame, stählerne oder kupferne Füllrohr, die sogenannte Füllschlange, zum Füllventil an der Lokomotive. Vor dem Füllen sind an der Lokomotive das Fahrventil und das Hauptabsperrventil zu schließen, die Steuerung ist auf Mitte zu stellen, und die Bremse ist anzuziehen; dann ist erst das Füllventil an der Lokomotive zu öffnen, darauf das Füllventil in der Fülleitung. Nach beendeter Füllung, die etwa 4 Min. dauert, ist umgekehrt vorzugehen. Hat man nur am Schachte eine Füllstelle, muß man gegebenenfalls erlahmte Lokomotiven hereinholen.

Druckluftlokomotiven haben sich wegen ihres einfachen Aufbaues im Grubenbetrieb bewährt. Wegen der Betriebskosten im Vergleich mit elektrischen und Benzollokomotiven vgl. Glückauf, 1922, S. 654. Der Preßluftverbrauch für 1 Bruttotkm beträgt etwa 0,8 m³ angesaugte Luft, für 1 Nutztkm 1,6 m³ und mehr.

XXIII. Druckluftantriebe.

214. Allgemeines über Druckluftkraftübertragung und ihren Wirkungsgrad[1]. Bei der Verdichtung der Luft im Kompressor und bei der Entspannung der Druckluft im Druckluftmotor handelt es sich nicht um rein mechanische, sondern um thermodynamische Vorgänge. Die Luft wird nämlich bei der Kompression heiß, weil sie die ganze Kompressionsarbeit als Wärme empfängt. Würde die Druckluft heiß bleiben, bis sie im Druckluftmotor wirkt, so würde sie die vorher aufgenommene Wärme bei der Entspannung auf den ursprünglichen Druck wieder als Arbeit abgeben, und die Druckluftkraftübertragung wäre abgesehen von Reibungs- und Undichtheitsverlusten vollkommen. Tatsächlich verliert aber die Druckluft die aufgenommene Wärme, und die Arbeit, die die kalte Druckluft im Motor zu verrichten vermag, ist auch theoretisch — d. h. abgesehen von Reibungs- und Undichtheitsverlusten — viel kleiner als die Kompressorarbeit. Dazu kommt, daß die Druckluft in ihrem Expansionsvermögen je nach der Art des Motors mehr oder weniger beschränkt ist, weil die in der Druckluft enthaltene Feuchtigkeit bei den auftretenden tiefen Temperaturen Eis bildet.

Die Druckluftkraftübertragung ist also von vornherein zu schlechtem Wirkungsgrade verurteilt und wird nur angewendet, wo die besonderen Vorteile der Druckluft zur Geltung kommen. Über Tage sind es Niethämmer, Meißelhämmer, Stampfer, die mit Druckluft betrieben werden. Unter Tage wird die Druckluft besonders in Steinkohlengruben in größtem Umfange angewendet, weil sie keine Zündung von Schlagwettern hervorruft. Deshalb herrscht der Druckluftantrieb in Schlagwettergruben, während er in andern durch den elektrischen Antrieb verdrängt ist oder verdrängt wird, nur daß die Druckluft für die Bohrhämmer und Abbauhämmer unersetzlich ist. Die Druckluft dient in der Grube hauptsächlich zum Antriebe von Bohrhämmern und Bohrmaschinen, von Simplex- und Duplexpumpen, von kleinen Ventilatoren, von Haspeln, Schüttelrutschen, Abbauhämmern und Schrämmaschinen. Ferner wird sie für die Sonderbewetterung verwendet, indem man sie aus Düsen ausströmen und frische Wetter mitreißen läßt. Für den Betrieb von Druckluftlokomotiven wird in besonderen Hochdruckkompressoren sehr hochgespannte Preßluft erzeugt. Der Gesamtwirkungsgrad, d. h. das Verhältnis der an der Welle des Druckluftmotors verfügbaren Leistung zur Antriebleistung des Kompressors ist — um Zahlen zu nennen — etwa 10 bis 15 %; doch können diese Zahlen nur dazu dienen, die Verhältnisse zu kennzeichnen. Im besonderen Falle muß man die einzelnen Glieder der Kraftübertragung für sich betrachten.

Am Kompressor sind irgendwelche erheblichen Verbesserungen nicht zu erwarten; isothermische Wirkungsgrade von 70 bis 72 % sind die bei Kolbenkompressoren mit Dampfantrieb erreichte Grenze, während elektrisch angetriebene Kolbenkompressoren und Turbokompressoren geringern Wirkungsgrad haben.

Bei den Druckluftmotoren bestehen außerordentliche Unterschiede im Druckluftverbrauch. Schlecht gepflegte, undichte Motoren mit älteren, ungünstig wirkenden, auch ungenau eingestellten Steuerungen verbrauchen etwa dreimal so viel wie Motoren bester Bauart und besten Zustandes. An der Vervollkommnung der früher stiefmütterlich behandelten Druckluftmotoren ist in den letzten Jahren mit gutem Erfolge gearbeitet worden. Es ist gelungen, den stündlichen Druckluftverbrauch für 1 PS_e bei 4 atü Betriebsdruck bis auf etwa 30 m^3 angesaugte Luft herabzudrücken.

In den Leitungen treten Verluste durch Reibung und Undichtheit auf. Der durch Reibung verursachte Druckabfall fällt zwar mehr ins Auge, schlimmer sind aber die Undichtheitsverluste, die an den Flanschverbindungen und an den Armaturteilen auftreten. Reichlich bemessene Leitungen bedingen geringeren Druckabfall, sind aber teurer und verlieren etwas mehr Luft durch Undichtheiten, so daß eine sparsam bemessene Leitung unter Umständen vorteilhafter ist. Die zukünftige Entwicklung ist zu berück-

[1] Vgl. die früheren Ziffern 4 bis 10, ferner Ziffer 15.

sichtigen; denn man kann die vollbelastete Leitung, weil der Druckabfall quadratisch zunimmt, nur in geringem Maße überlasten. Für die Berechnung des Druckabfalles in den Leitungen bieten die Zahlentafeln und Diagramme im Abschnitte VI eine bequeme Grundlage. Es ist nicht zu vergessen, daß die Druckluft in der Schachtleitung durch ihr eigenes Gewicht an Druck gewinnt; bei 600 m Teufe beträgt der Druckgewinn, wenn der mittlere Luftdruck 7 ata beträgt, $600 \cdot 7 \cdot 1{,}2 = 5000$ mm WS oder 0,5 at. Die Verteilungsleitungen kann man nur überschlägig rechnen, weil die meisten Druckluftantriebe mit Unterbrechungen arbeiten. Um die Undichtheitsverluste einzuschränken, wird man bei den größeren Leitungen möglichst große Längen schweißen. Die Zahl der Armaturen ist auf das notwendigste einzuschränken. Ein gut gehaltenes Leitungsnetz verliert für 1 km Leitungslänge stündlich etwa 70 m^3 angesaugte Luft, was für ein Druckluftnetz von 40 km Leitungslänge einen stündlichen Verlust von 2800 m^3 angesaugter Luft bedeutet.

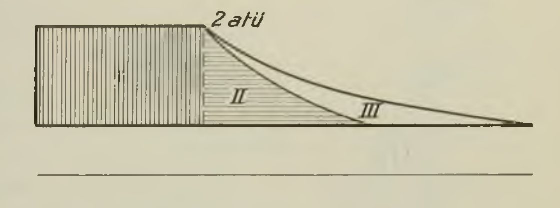
Will man in der Grube 4 atü Betriebsdruck haben, so muß man über Tage die Luft auf 5 bis 6 atü verdichten. Ferner ist mehr Luft anzusaugen, als die Motoren unmittelbar brauchen, um die Undichtheitsverluste zu decken. Braucht ein Druckluftmotor bei 4 atü Betriebsdruck für 1 PS_e stündlich 30 m^3 angesaugte Luft, und geht ein Viertel der vom Kompressor ausgestoßenen Luft durch Undichtheiten verloren, so muß der Kompressor 40 m^3/h ansaugen und auf 5 bis 6 atü pressen, was einen Aufwand von etwa 4 PS erfordert. Unter diesen sehr günstigen Verhältnissen wird also der gesamte Wirkungsgrad der Druckluftanlage $= 1:4 = 25\,\%$. Braucht der Druckluftmotor statt 30 m^3 60 m^3 angesaugte Luft für 1 PSh, und geht ein Drittel der vom Kompressor ausgestoßenen Luft durch Undichtheiten verloren, so muß der Kompressor 90 m^3 ansaugen, und für 1 PS_e unten sind über Tage 9 PS aufzuwenden, d. h. der gesamte Wirkungsgrad ist jetzt nur noch 11 %.

Bei der elektrischen Kraftübertragung kommt man, wenn man den Wirkungsgrad der Dynamo, des Schachtkabels, des Transformators unter Tage[1], der Leitung vom Transformator zum Elektromotor und des Elektromotors selbst berücksichtigt, zu einem Gesamtwirkungsgrade von etwa 60 bis 65 %. Selbstverständlich ist beim Vergleich zwischen elektrischem und Druckluftantrieb der Gesamtwirkungsgrad allein nicht ausschlaggebend. Der elektrische Antrieb ist in der Anschaffung viel teurer, und die Gefahrenmöglichkeit, die dem elektrischen Antriebe in Schlagwettergruben trotz schlagwettersichrer Ausführung infolge Zufälligkeiten verbleibt, ist zu berücksichtigen, ebenso daß der Elektromotor heizt, während der Druckluftmotor kühlt. Die Wirtschaftlichkeit des elektrischen Antriebes kommt hauptsächlich zur Geltung, wenn es sich um den Antrieb viel Kraft verbrauchender Maschinen handelt, also um den Antrieb von Schrämmaschinen und von Haspeln, die viel heben, ferner um den Antrieb von großen Luttenventilatoren. Auf die in Ziffer 246 aufgestellte Vergleichsrechnung sei hingewiesen.

215. Hoher oder niedriger Luftdruck? Für die Fortleitung der Druckluft sind hohe Drücke günstiger; im Druckluftmotor selbst wird aber höher gespannte Luft schlechter ausgenutzt als niedriger gespannte, was aus Abb. 435 hervorgeht. Es sind 2 atü Enddruck mit 6 atü Enddruck verglichen. Die Flächen $I + II + III$ zusammen stellen die aufgewandte isothermische Kompressorarbeit dar. Bei adiabatischer Entspannung auf 1 ata erstattet der verlustlose Motor die durch die Flächen $I + II$ dargestellte Arbeit zurück, bei voller Füllung nur die durch die Fläche I dargestellte Arbeit. Im Verhältnis zur aufgewandten Kompressorarbeit leistet der Motor bei 6 atü weniger als bei 2 atü. Der Unterschied ist bei voller Füllung beträchtlich, bei kleinster Füllung geringer. In Wirklichkeit sind die niedrigen Drücke nicht so günstig, wie es theoretisch erscheint. Denn bei niedrigen Drücken braucht man große Motoren, die größere Reibung haben.

[1] Der Transformator unter Tage ist nötig, weil man die Maschinen vor Ort nicht mit der über Tage erzeugten Spannung von 5000 V betreiben kann. Größere Motoren, besonders Wasserhaltungsmotoren, werden selbstverständlich unmittelbar mit der hohen Spannung betrieben.

Anderseits bläst bei höherem Druck die Leitung stärker. Die Erfahrung lehrt, daß man mit 5 bis 6 atü Kompressordruck die günstigsten Ergebnisse erzielt. Bei Grubenbahnen werden Drücke von 150 bis 200 at angewendet, weil die hochgespannte Preßluft in Flaschen aufzuspeichern ist, die an den Lokomotiven angeordnet sind.



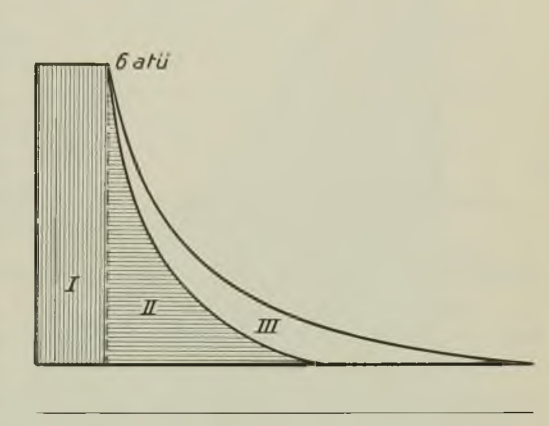


Abb. 435.

216. Theoretischer und wirklicher Luftverbrauch der Druckluftmotoren bei verschieden hohem Druck und verschieden großer Füllung. Bei der Berechnung des theoretischen Luftbedarfs ist adiabatische Expansion zugrunde gelegt; tatsächlich verläuft die Expansion vorteilhafter, weil die expandierende Luft immer Wärme vom Motor aufnimmt. Volle Füllung ist der ungünstigste Fall, kleine Füllung, gerade so groß, daß die Druckluft bis auf den Gegendruck expandiert, der günstigste. Bei voller Füllung und 1 at Gegendruck leistet 1 m³ Druckluft von p ata 10000 $(p-1)$ mkg, 1 m³ angesaugte, auf p ata gepreßte Luft leistet $10000 \cdot \frac{p-1}{p}$ mkg, und für 1 PSh oder 270000 mkg sind $27 \cdot \frac{p}{p-1}$ m³ angesaugte, auf p ata gepreßte Luft erforderlich. 1 m³ Druckluft von z. B. 4 atü oder 5 ata leistet also bei voller Füllung $10000\,(5-1) = 40000$ mkg, 1 m³ angesaugte, auf 5 ata gepreßte Luft leistet $10000 \cdot \frac{5-1}{5} = 8000$ mkg, und für 1 PSh sind $27 \cdot \frac{5}{5-1} \approx 34$ m³ angesaugte, auf 5 ata gepreßte Luft erforderlich. Bei kleinster Füllung, d. h. wenn Druckluft von p_1 ata adiabatisch bis auf den Gegendruck p_2 entspannt wird, leistet 1 m³ Druckluft gemäß Ziffer 10 die Arbeit

$$L = 10000 \cdot 3{,}5\, p_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0{,}286}\right] \text{mkg},$$

woraus der theoretische Luftverbrauch für 1 PSh errechenbar ist. Das Ergebnis der umständlichen Rechnungen ist in dem Diagramme Abb. 436 enthalten, an Hand dessen man vorzüglich beurteilen kann, was beim Druckluftmotor erstrebbar und erreichbar ist.

Dem Diagramme Abb. 436 ist für Drücke von 3 atü bis 8 atü und für volle bis herab zur kleinsten Füllung entnehmbar, wieviel Druckluft, gemessen in m³ angesaugter Luft von 1 ata für 1 PSh theoretisch erforderlich sind. Der in atü angegebene Überdruck bedeutet nicht den tatsächlichen Überdruck über den jeweiligen Barometerstand, sondern es sind z. B. 4 atü = 5 ata. Als Gegendruck, gegen den der Druckluftmotor arbeitet, ist nicht 1 ata, sondern 1,033 ata zugrunde gelegt, d. h. der normale Gegendruck über Tage. In der Grube ist der Gegendruck bei 500 m Tiefe etwa 1,1 ata. Daß die Druckluft tatsächlich nicht adiabatisch, sondern weniger steil expandiert, ist nur bei kleineren Füllungen von Bedeutung.

Der wirkliche Luftbedarf ist größer als der theoretische. Denn die Druckluft wirkt infolge Drosselung nicht vollkommen und entweicht teilweise durch Undichtheiten des Motors; ferner sind die mechanischen Verluste im Motor zu decken. Unter sehr günstigen Verhältnissen darf man rechnen, daß die Druckluft zu 70% ausgenutzt wird. Ein Haspelmotor z. B., der Druckluft von 4 atü erhält, braucht theoretisch bei voller Füllung stündlich 34,1 m³, bei 55% Füllung 23,4 m³ angesaugte Luft für 1 PS_e, während der wirkliche Luftverbrauch bei 70% Ausnützung 49 bzw. 33,4 m³ angesaugte Luft ist. Hat der Haspel

selbst, bei dem die Reibungsverluste im Rädervorgelege und in den Lagern zu überwinden sind, 75% Wirkungsgrad, so werden für 1 am Seile gemessene Pferdestärke stündlich 66 bzw. 45 m^3 angesaugte Luft gebraucht.

An Hand des Diagrammes ist auch verfolgbar, was Drosseln bedeutet. Im allgemeinen wird die Schädlichkeit des Drosselns überschätzt. Drosseln schadet am wenigsten bei voller Füllung, am meisten bei kleinster Füllung. Erleidet die Druckluft durch Drosselung oder Reibung einen Druckabfall von 6 auf 4 atü, so ist der Verlust nicht etwa 33%, sondern bei voller Füllung nur 7%, bei kleinster Füllung 14%, was sich aus dem Vergleich der Luftbedarfzahlen bei 6 und 4 atü ergibt. Wenn der Druck von 6 auf 4 atü zurückgeht, nimmt nämlich das Volumen der Druckluft im umgekehrten Verhältnis der absoluten Drücke, also von 5 auf 7 zu.

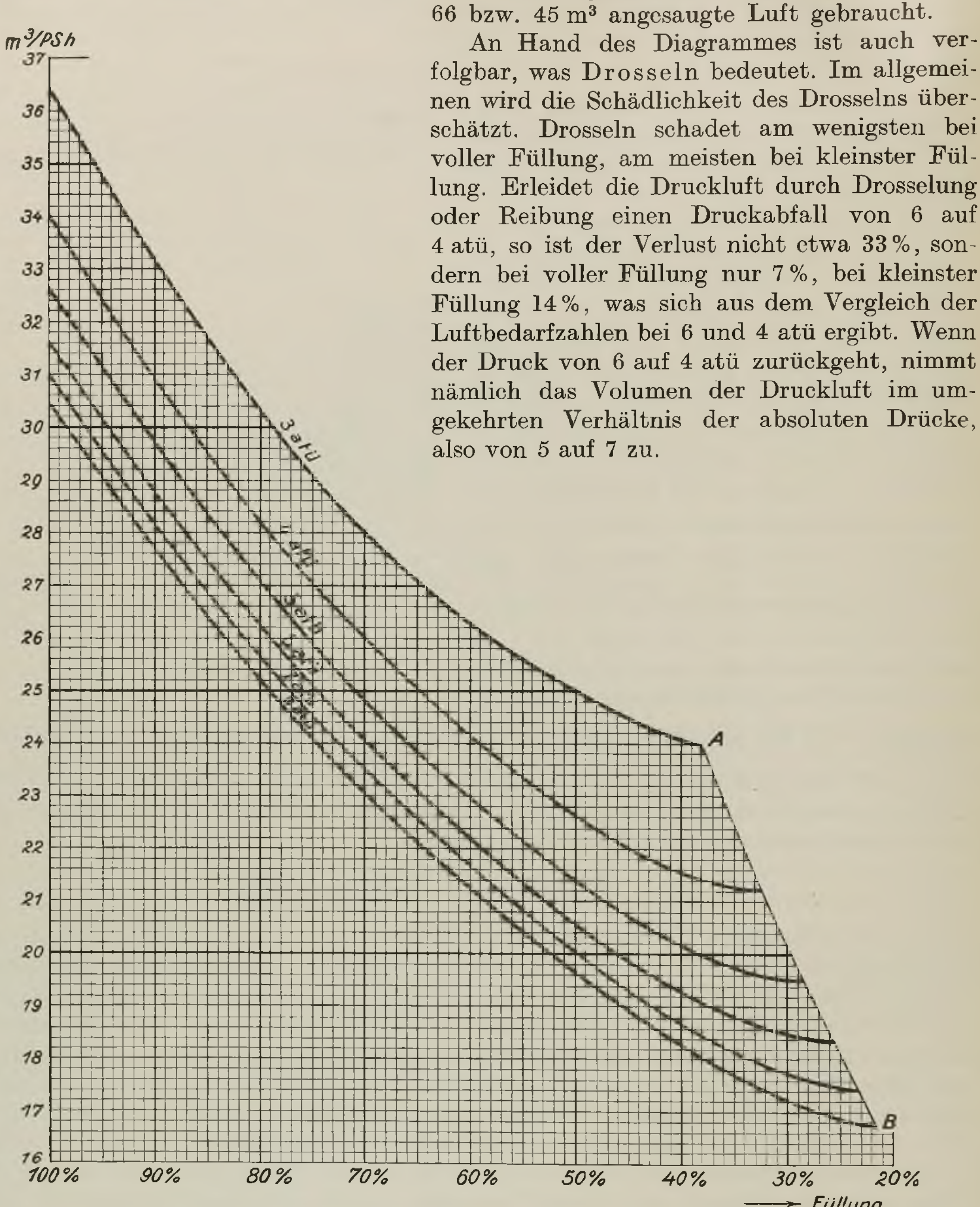


Abb. 436. Stündlicher theoretischer Druckluftverbrauch für 1 PS, gemessen in m^3 angesaugter Luft von 1 ata, bei adiabatischer Expansion und 1,033 ata Gegendruck.

In Ziffer 215 war die Frage, ob hoher oder niedriger Druck günstiger sei, grundsätzlich dahin beantwortet, daß der Motor niedrig gespannte Druckluft günstiger ausnutzt als hochgespannte. Auch hierüber gibt das Diagramm Abb. 436 im Verein mit dem Diagramm Abb. 437 zahlenmäßigen Aufschluß. Aus der Abb. 437 ist nämlich zu entnehmen, wieviel PS_i am Kolbenkompressor mit Dampfantrieb oder wieviel PS_e am elektrisch betriebenen Kompressor oder am Turbokompressor unter Zugrundelegung von

70 % isothermischem Wirkungsgrad aufzuwenden sind, um stündlich 10 m³ Luft von 1 ata auf höheren, bis 10 ata steigenden Druck zu pressen. Es sei verglichen, wieviel PS am Kompressor erforderlich sind, einmal bei 3 atü und dann bei 8 atü, damit der vollkommene Druckluftmotor 1 PS leistet. Die Leitung sei dicht, und es trete in ihr kein Druckabfall auf. Wird der Motor mit 3 atü betrieben, so braucht er bei voller Füllung stündlich 36,4 m³ angesaugte Luft, für die der Kompressor $3{,}64 \cdot 0{,}734 = 2{,}68$ PS aufzuwenden hat, und bei kleinster Füllung 24 m³ für die $2{,}4 \cdot 0{,}734 = 1{,}76$ PS aufzuwenden sind. Bei 8 atü erhält man entsprechend bei voller Füllung $3{,}05 \cdot 1{,}16 = 3{,}55$ PS und bei kleinster Füllung $1{,}68 \cdot 1{,}16 = 1{,}96$ PS. Bei 8 atü muß also der Kompressor bei voller Füllung 0,87 PS, bei kleinster Füllung 0,2 PS mehr leisten als bei 3 atü, damit der Druckluftmotor theoretisch 1 PS leistet. Bei kleinsten Füllungen werden also hohe Drücke annähernd so günstig ausgenutzt wie niedrige Drücke, während bei voller Füllung niedrige Drücke erheblich günstiger sind als hohe.

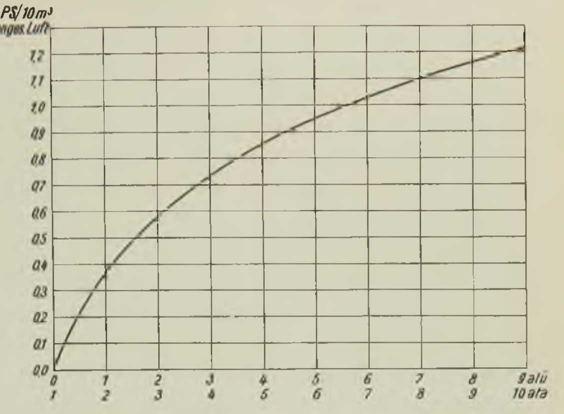


Abb. 437. Kraftbedarf eines Kolbenkompressors bei $\eta_{is} = 70\%$.

Schließlich sei für folgende Verhältnisse der Gesamtwirkungsgrad[1] gerechnet: Der Kompressor erzeuge 5 atü, am Motor stehen 4 atü zur Verfügung. Der Motor habe 55 % Füllung und nutze die Druckluft mit 63 % aus. In den Leitungen gehen 20 % der hineingedrückten Luft verloren. Wie groß ist der Gesamtwirkungsgrad zwischen effektiver Motorleistung und Kompressorleistung? — Damit der Motor 1 PS_e leistet, muß der Kompressor $\frac{23{,}3 \cdot 1{,}25}{0{,}63} = 46$ m³/h ansaugen und auf 5 atü pressen, wofür $4{,}6 \cdot 0{,}949 \approx 4{,}4$ PS erforderlich sind. Der Gesamtwirkungsgrad ist $1 : 4{,}4 = 22{,}7\%$. Würde der Motor mit voller Füllung unter sonst gleichen Verhältnissen betrieben werden, so brauchte er theoretisch 34 m³ statt 23,3 m³, und der Gesamtwirkungsgrad wäre entsprechend schlechter, nämlich = 14,7 %.

217. Abscheidung von Wasser aus der Druckluft. Eisbildung im Druckluftmotor. Soviel g/m³ gesättigter Wasserdampf bei der Temperatur t wiegt, soviel Wasserdampf kann bei dieser Temperatur in der Luft enthalten sein. Ein Mehr wird als Wasser ausgeschieden. Auf den Druck der Luft kommt es dabei nicht an; hochgepreßte Luft kann nicht mehr Wasser in Dampfform halten als niedriggespannte. Verdichtet man Luft, so wird ihr Gehalt an Wasserdampf konzentriert, und es kommt meist dazu, daß aus der verdichteten Luft Wasser abgeschieden wird. In der Zahlentafel 25 ist angegeben, wieviel g/m³ gesättigter Wasserdampf bei Temperaturen von 0 bis 80° wiegt. Wird Luft von 25°, die bei 70 % relativem Feuchtigkeitsgehalt $0{,}7 \cdot 23 = 16$ g Wasserdampf enthält, auf 7 ata verdichtet, so enthält die verdichtete Luft in 1 m³ $7 \cdot 16 = 112$ g Wasserdampf, und es werden, wenn sich die Druckluft wieder auf 25° abkühlt, je m³ Druckluft $112 - 23 = 89$ g

Zahlentafel 25.

Gesättigter Wasserdampf wiegt bei °C	g/m³	Gesättigter Wasserdampf wiegt bei °C	g/m³	Gesättigter Wasserdampf wiegt bei °C	g/m³
0	5	20	17	50	83
5	7	25	23	60	130
10	9	30	30	80	293
15	13	40	51		

[1] Wenn für einen Druckluftmotor der Luftverbrauch angegeben wird, z. B. daß er stündlich 45 m³/PS_e verbraucht, so gilt diese Angabe für den Motor allein, ohne Rücksicht auf Verlust durch Undichtheiten in der Leitung. Wieviel man im besonderen Falle zuschlagen muß, hängt von den Verhältnissen ab. Wenig beschäftigte Motoren verursachen tatsächlich Undichtheitsverluste, die viel größer sind als der nutzbare Luftverbrauch, weil die Zuleitung zum Motor, gegebenenfalls auch der unter Druck stehende, aber nicht arbeitende Motor, ständig Druckluft verliert. Vgl. auch Ziffer 214.

Wasser abgeschieden. Je höher der Enddruck, um so mehr Wasser ist ausscheidbar; Preßluft von 150 at enthält, nachdem sie abgekühlt ist, aufs Gewicht bezogen sehr wenig Wasserdampf.

Das Wasser wird in den Zwischenkühlern, in der Schachtleitung und im Rohrnetz der Grube abgeschieden. Außer den Behältern, die hauptsächlich zur Wasserabscheidung dienen, ist auch jeder Stoßwindkessel oder Sammler zu entwässern, ebenso die Leitung selbst (wie es Abb. 438 zeigt). In Abb. 439 (Rosenkranz & Seiwert, Dortmund) ist ein Wasserabscheider dargestellt, bei dem die Luft durch ein Quarzfilter hindurchgeführt wird. Die Wasserablässe sind planmäßig zu bedienen, oder es sind selbsttätige Ablaßvorrichtungen anzuordnen. Es handelt sich übrigens um nicht unerhebliche Wassermengen, die abzuscheiden sind, im Sommer etwa 10 bis 12 kg Wasser für 1000 m³ angesaugte Luft, im Winter viel weniger. Nur, wenn die angesaugte Luft sehr kalt war, scheidet sie nach der Verdichtung kein Wasser ab.

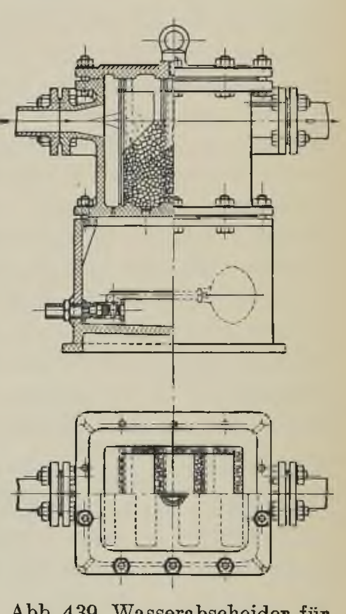


Abb. 439. Wasserabscheider für Druckluft mit Quarzfilter.

Wie kommt es zur Eisbildung im Druckluftmotor? Obwohl Druckluft auf das Luftgewicht bezogen viel trockner als die angesaugte Luft ist, kann sich bei ihrer Entspannung Wasser abscheiden und gefrieren. Beim reinen Drosselvorgange wird zwar die Luft entspannt, ohne daß sie sich abkühlt. Wird aber die Expansionsarbeit nach außen nutzbar abgegeben, dann wird der Luft eine entsprechende Wärmemenge entzogen, und ihre absolute Temperatur sinkt vom Anfangswerte T_1 auf den Endwert $T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0,286}$, worin p_1 der Druck vor der Entspannung, p_2 der Druck nach der Entspannung ist. Dabei ergeben sich sehr niedrige Temperaturen. Für 20° Anfangstemperatur errechnet sich, wenn die Luft auf den halben Druck entspannt wird, also z. B. von 5 ata auf 2,5 ata (d. h. von 4 atü auf 1,5 atü) eine Endtemperatur $= -33°$. Bei der Entspannung auf den dritten Teil des Anfangsdruckes, also von 4 atü auf 0,66 atü sinkt die Temperatur rechnungsmäßig auf $-59°$ C[1]. Die wirklich auftretenden Temperaturen sind allerdings nicht so niedrig, wie die theoretisch gerechneten, weil die expandierende Luft Wärme aus der Umgebung empfängt.

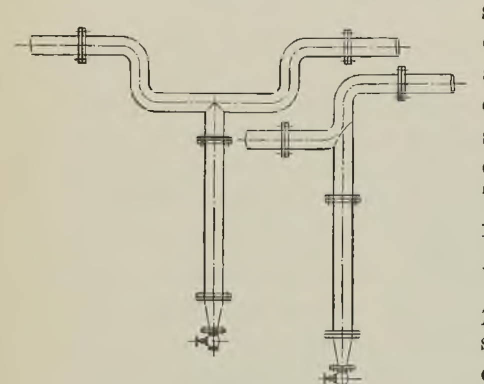


Abb. 438. Entwässerung von Druckluftleitungen.

Ob und in welchem Maße die Eisbildung stört, hängt erheblich von der Form der Auspuffkanäle ab. Überlegung und Erfahrung lehren, daß enge, lange, gewundene Kanäle, die mit der auspuffenden, eisbehafteten Luft in längerer, inniger Berührung sind, viel eher durch Eis zugesetzt werden, als gerade, kurze, große Auspufföffnungen. Von günstigem Einfluß ist, wenn Lufteinlaß und Luftauslaß voneinander getrennt sind. Bei längerer Betriebszeit ist die Eisbildung stärker als bei kürzerer. Sehr hoch gepreßte Luft, oder Luft, die sehr hoch gepreßt gewesen war, ist zu viel weiterer Expansion befähigt als Druckluft von normalem Enddruck, weil aus ihr beinah die ganze Feuchtigkeit ausscheidbar ist.

Durch Vorwärmung der Luft kann man den Wirkungsgrad der Druckluft in wirtschaftlicher Weise beträchtlich erhöhen. Praktisch macht man davon kaum Gebrauch, weil in solchen Fällen, wo die Vorwärmung möglich ist, meist auch elektrischer Antrieb möglich ist, der weit wirtschaftlicher als der Druckluftantrieb ist.

[1] Vgl. Ziffer 9 und Zahlentafel 4 (S. 11).

218. Über die Bauart der Druckluftantriebe. Der Druckluftmotor ist der Dampfmaschine verwandt. Die kleinen, schwungradlosen Pumpen z. B., die über Tage mit Dampf betrieben werden, werden unter Tage mit Druckluft betrieben. Die zum Antriebe von Haspeln dienenden Kolbendruckluftmotoren entsprechen in ihrem Aufbau genau kleinen Dampfmaschinen. Bei diesen Druckluftmotoren findet man die einfachen Schiebersteuerungen, die im Dampfmaschinenbau beinahe verschwunden sind, weil die kleinen Dampfmaschinen durch den Elektromotor verdrängt sind und die großen andere Steuerungen haben. Die neueren Druckluftantriebe: stehende, schnellaufende Blockmotoren mit umlaufenden Rohrschiebern und vom Kolben gesteuerten Auspuffschlitzen, Drehkolbenmotoren, Pfeilradmotoren und Gradzahnmotoren sind im Druckluftmotorenbau selbst entwickelt.

Die Motoren werden entweder nur für einen Drehsinn gebaut, um Ventilatoren, Drehbohrmaschinen, Sägen usw. zu treiben, oder sie sind umsteuerbar, insbesondere um Haspel sowie auch Schrämmaschinen anzutreiben. Während sich die Motoren mit hin- und hergehenden Kolben bequem umsteuerbar bauen lassen, ist das bei den Drehkolbenmotoren schwieriger; für Pfeilradmotoren hat man neuerdings eine einfach umsteuerbare Bauart gefunden.

Von den eben genannten drehenden Antrieben: den Kolbenmotoren mit Kurbeltrieb, den Drehkolbenmotoren und den Pfeilradmotoren sind die Druckluftantriebe für Schüttelrutschen grundsätzlich unterschieden, deren hin- und hergehender Kolben die Schüttelrutsche unmittelbar hin- und hertreibt. Vorzüglich geeignet und geradezu unersetzlich ist schließlich die Druckluft für den Antrieb der stoßenden Bohrmaschinen, sowie der Bohrhämmer und der Abbauhämmer.

219. Druckluftmotoren mit Kulissen- und mit Wechselschiebersteuerung. Es handelt sich um umsteuerbare Motoren für Förderhaspel. Als Kulissensteuerung wird die von Stephenson verwendet, welche die wenigsten Gelenke hat und kurz baut. Wegen ihrer Wirkungsweise vgl. Ziffer 80. Um zu steuern, hebt oder senkt man die Kulisse, deren Gewicht auszugleichen ist. Legt man den Steuerhebel vorwärts, so wirkt hauptsächlich das Vorwärtsexzenter und steuert, wenn man den Steuerhebel ganz auslegt, Vorwärtsfahrt mit größter Füllung; legt man den Steuerhebel rückwärts, so wirkt hauptsächlich das Rückwärtsexzenter und steuert Rückwärtsfahrt. Die Mittellage ist die Nullage. Die Möglichkeit, mit kleinen Füllungen zu fahren, indem man die Steuerung nur wenig auslegt, ist vorhanden, wird jedoch nur wenig ausgenutzt, indem hauptsächlich gedrosselt wird. Abb. 440 veranschaulicht eine Steuerung mit offenen Exzenterstangen, die zu dem in der späteren Abb. 452 dargestellten Haspel gehört.

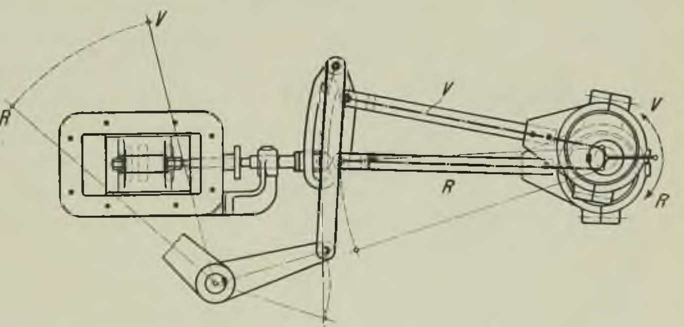


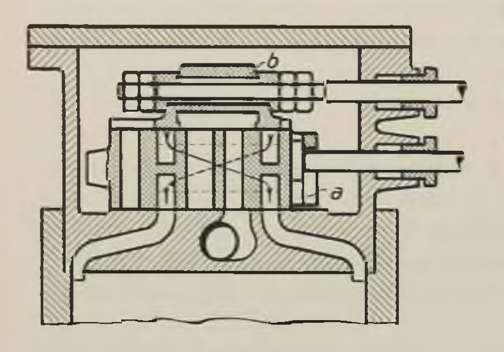
Abb. 440. Stephensonsche Kulissensteuerung mit offenen Stangen (Eickhoff)[1].

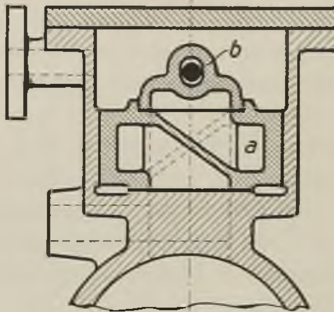
Wechselschiebersteuerungen sind einfacher als Kulissensteuerungen, wirken aber schlechter. Es ist nur ein Exzenter vorhanden, das gegen die Maschinenkurbel um 90° versetzt ist und den Verteilungsschieber antreibt. Dieser hat keine Überdeckungen und steuert volle Füllung. Zum Umsteuern dient ein zweiter Schieber, der „Wechselschieber", den der Maschinist aus der einen in die andere Endlage verschiebt. Die Wirkung geht sehr anschaulich aus der Abb. 441 (Beien) hervor, in der *a* der Wechselschieber, *b* der Verteilungs- oder Steuerschieber ist. Indem man den Wechselschieber *a* umstellt, wird der Verteilungsschieber *b* mit den entgegen-

[1] Vgl. Abb. 127.

gesetzten Zylinderseiten verbunden, und der Motor kehrt um. Wechselschiebersteuerungen wirken sehr ungünstig; sind sie nicht ganz genau eingestellt, so tritt die Druckluft zu Beginn des Hubes auf der verkehrten Seite ein, hemmt den Motor und pufft dann ungenutzt aus.

220. Blockmotoren mit vom Kolben gesteuertem Auslaß. Drei oder vier stehende, unten offene Zylinder sind zu einem Blocke vereinigt. Die Pleuelstangen greifen an dem lang geführten Kolben an und treiben die gekröpfte Kurbelwelle. Weil die Zylinder nur einfach wirken, werden hohe Drehzahlen angewendet; bei kleinen Motoren ist $n = 1000$, bei größeren ist n niedriger bis herab auf 600. Der Auslaß wird wie bei den Gleichstromdampfmaschinen (vgl. Ziffer 83) durch den Kolben gesteuert; doch strömt beim Rückhube, nachdem der Kolben die Auslaßöffnungen geschlossen, die Luft weiter durch die Schiebersteuerung aus, bis die auf den Eintrittdruck steigende Kompression beginnt. Es ist günstig, daß der Hauptteil der infolge der Expansion kalt gewordenen Luft durch die Auslaßöffnungen im Zylinder auspufft und die Einlaßsteuerung nicht kühlt. Die Motoren werden in der Regel umsteuerbar gebaut, da sie hauptsächlich zum Antrieb von Haspeln verwendet werden. Abb. 442 zeigt das Diagramm eines solchen Motors. — Die in Abb. 443 dargestellte Bauart der Frankfurter Maschinenbau-A.G. hat einen umlaufenden Rohrschieber, in dessen Mantel die zur Steuerung dienenden Kanäle und Durchbrechungen in mehrfacher Wiederholung angebracht sind, und der über ein Rädervorgelege mit der halben Drehzahl der Kurbelwelle angetrieben wird. Die Druckluft tritt in das Innere des Schiebers und wird durch Schlitze auf die einzelnen Zylinder verteilt. Durch Verschieben dieses Steuerorgans mittels des Handhebels werden Stillstand, Rechts- und Linkslauf eingestellt. Kurbelwelle und Pleuelköpfe laufen in Kugellagern. Die Schmierung erfolgt durch einen in die Luftleitung eingebauten Öler, der tropfenweise Öl abgibt, welches von der Luft mitgerissen wird. Die Motoren werden bis zu 50 PS_e bei $n = 600$ gebaut; die mittleren Größen brauchen nach Angabe der Erbauerin bei 4 atü 33 m^3 angesaugte Luft für 1 PS_eh, wobei die Füllung etwa 45% beträgt. Bei der Verwendung ihrer Motoren für den Antrieb von Haspeln arbeitet die Erbauerin mit der Maschinenfabrik A. Beien, Herne, zusammen (vgl. Ziffer 224).





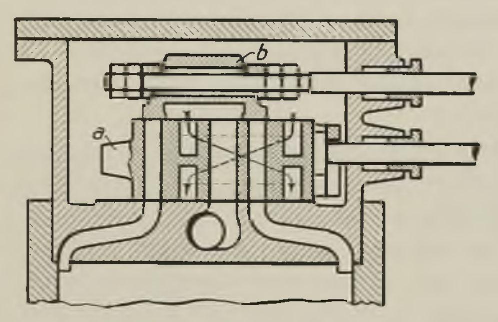


Abb. 441. Wechselschiebersteuerung von A. Beien, Herne.

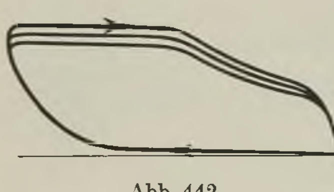


Abb. 442.

221. Drehkolbenmotoren. Der Drehkolbenmotor wirkt umgekehrt wie der Drehkolbenkompressor, Abb. 409, mit dem er im Aufbau übereinstimmt. Abb. 444 zeigt einen Drehkolbenmotor schematisch. In den Schlitzen des Drehkolbens a gleiten die stählernen Flügel oder Schieber oder Lamellen b, die von der Fliehkraft gegen die Gehäusewand getrieben werden, so daß zwischen den Flügeln Kammern entstehen. Die Kammern

haben, nachdem sie mit Druckluft gefüllt sind, das Volumen *I*, das sich, bis der Auspuff beginnt, auf *II* vergrößert. Das Verhältnis der Volumen *I* und *II* ist das Expansions-

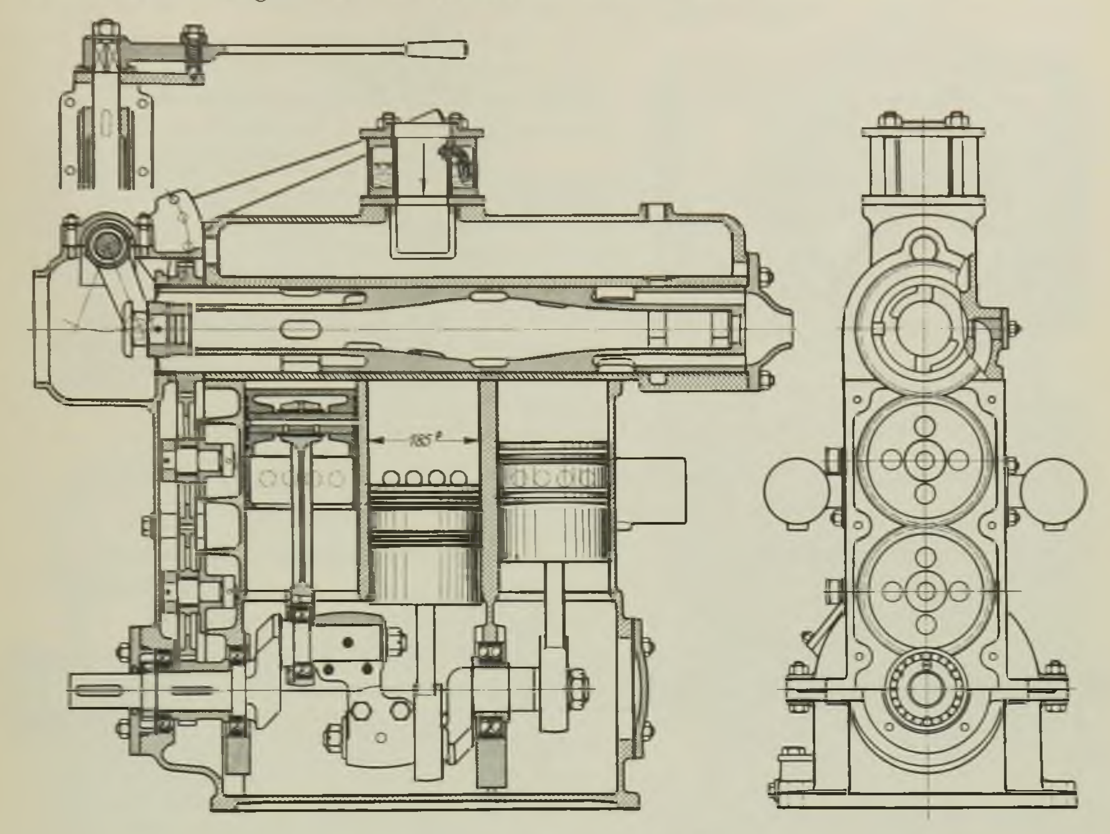


Abb. 443. Umsteuerbarer Blockmotor der Frankfurter Maschinenbau-A. G. (50 PS).

verhältnis der Druckluft. Dadurch ist die Füllung festgelegt, so daß man nur mittels Drosselns regeln kann. Weil die Kolbenflügel stark an der Zylinderwandung reiben, verzehren sie viel Kraft und verschleißen sehr, so daß gute, zuverlässige Schmierung überhaupt Bedingung ist, daß die Motoren laufen. Wo es nötig erscheint, verhindert man übermäßige Drehzahlen, indem man die Druckluft mittels Fliehkraftreglers absperrt.

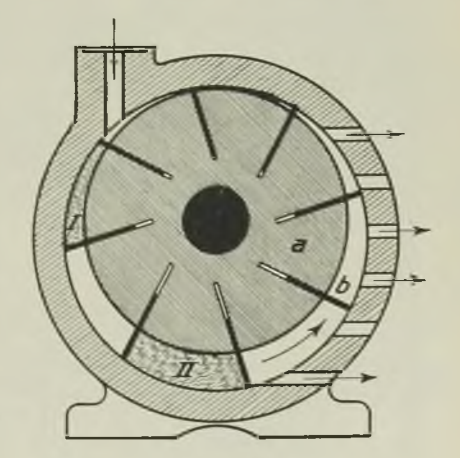


Abb. 444. Schema des Drehkolbenmotors.

In der Abb. 445 ist der früher von der Maschinenfabrik Westfalia, Gelsenkirchen, gebaute Drehkolbenmotor dargestellt, bei dem das oben dargelegte Grundübel der Drehkolbenmaschinen ähnlich, aber einfacher bekämpft wird, wie bei dem in Ziffer 203 besprochenen Drehkolbenkompressor. Die durch die Fliehkraft herausgetriebenen Kolbenflügel *d* werden durch gehärtete Ringe *e* abgefangen, die auf Kugeln in den im Gehäuse sitzenden, ebenfalls gehärteten Ringen *f* laufen. Weil die Kolbenflügel während einer halben Umdrehung größere, während der andern halben Umdrehung kleinere Umfangsgeschwindigkeit als die Stützringe haben, so schleifen die Kolbenflügel in den Stützringen ein wenig hin und her; trotzdem werden Reibung und Verschleiß außerordentlich vermindert. Die Herstellung erfordert sehr genaue Arbeit. Damit der Motor unter voller

Last anläuft, werden die Kolbenflügel durch Nasen, die in einer zur Zylinderwandung konzentrischen Ausdrehung der Stirnböden laufen, geführt, so daß sie auch bei still-

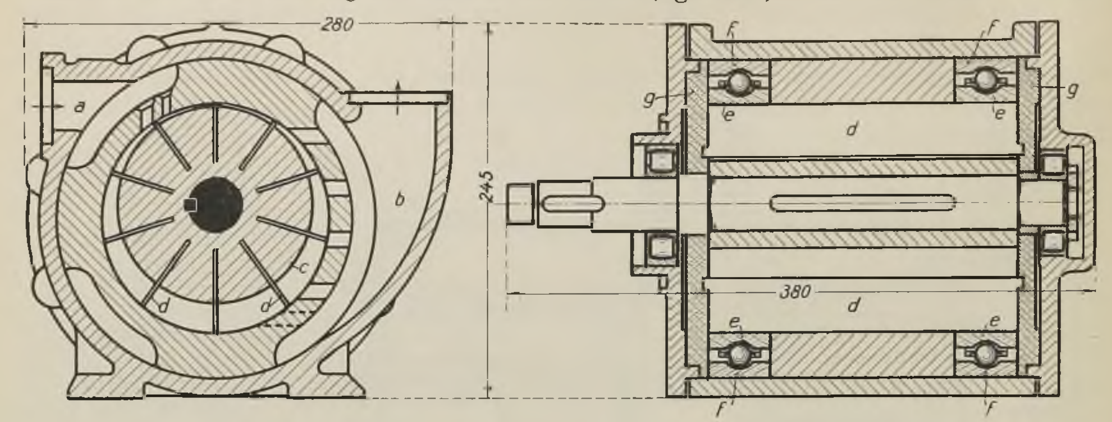


Abb. 445. Drehkolbenmotor von 11 PS_e bei $n = 1650$ (Westfalia, Gelsenkirchen).

stehendem Motor bis zur Zylinderwandung ausgezogen sind. Nach Angabe der Erbauerin brauchen diese Drehkolbenmotoren bei 4 atü 30 bis 35 m³ angesaugte Luft für 1 PS_eh.

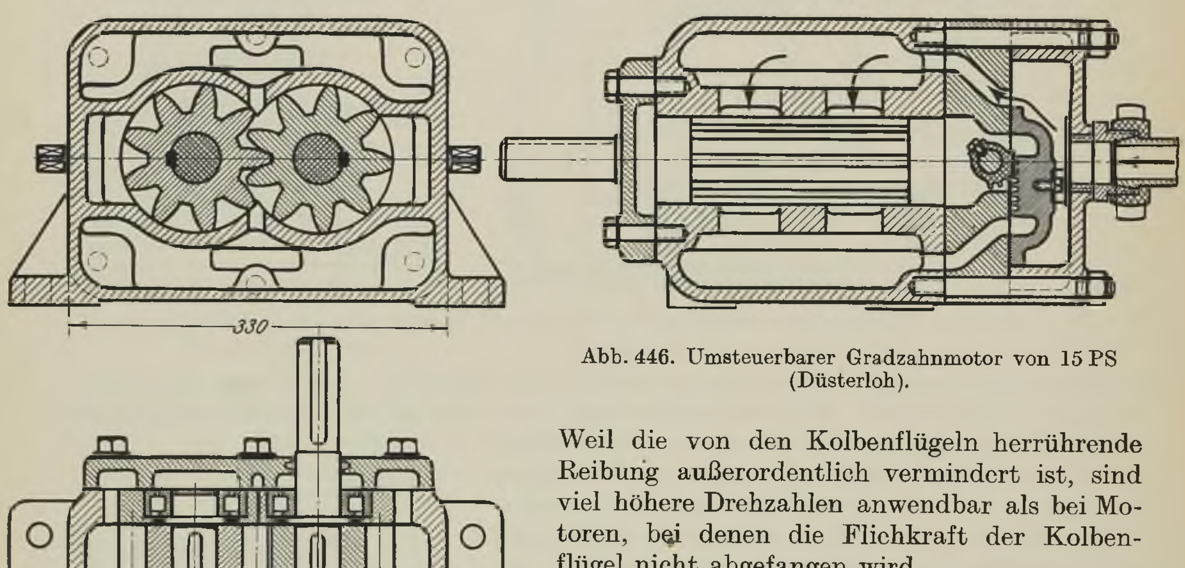


Abb. 446. Umsteuerbarer Gradzahnmotor von 15 PS (Düsterloh).

Weil die von den Kolbenflügeln herrührende Reibung außerordentlich vermindert ist, sind viel höhere Drehzahlen anwendbar als bei Motoren, bei denen die Flichkraft der Kolbenflügel nicht abgefangen wird.

Als Druckluftmotor werden heute kaum noch Drehkolbenmaschinen gebaut; sie sind durch die in den Ziffern 222 und 223 besprochenen Gradzahn- und Pfeilradmotoren durchweg verdrängt worden.

222. Gradzahnmotoren. Zahnradmotoren stellen gewissermaßen die Umkehrung der in Abb. 357 gezeigten Zahnradpumpe dar. Würde man Druckluft in der gezeichneten Stromrichtung einführen, so würden die Zahnräder im selben Sinne gedreht werden. Die am Umfange und seitlich an den Stirnwänden abgedichteten Räder würden je auf einer Zahnflanke den vollen Druck erhalten, der auf beide Räder entgegengesetzte Momente ausübt, die ihnen die erforderliche verschiedene Drehrichtung gibt. Gleichzeitig lastet der Druck auf den miteinander kämmenden Zahn-

flanken und übt ein dem Drehsinn beider Räder entgegenwirkendes Drehmoment aus, welches jedoch nur halb so groß wie das treibende Moment ist, da die sich überdeckenden Zahnflanken zusammen nur die Fläche einer Flanke bilden. Unter Berücksichtigung des Gegendrucks im Auspuff ergibt sich daher das wirksame Drehmoment gleich dem Produkt aus dem Druckgefälle zwischen Einlaß und Auslaß, der Flankenfläche eines Zahnes und dem Teilkreishalbmesser.

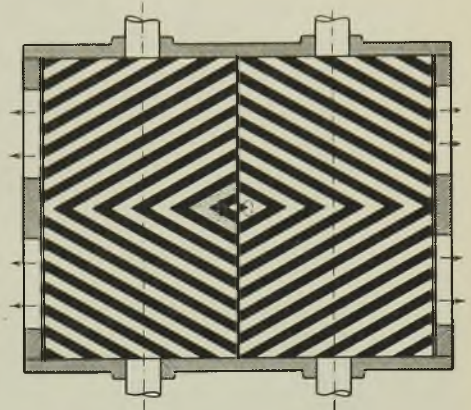


Abb. 447. Schema eines Pfeilradmotors.

Druckluftmotoren dieser Art, die sogenannten Gradzahnmotoren (Stirnradmotoren[1]) sind in den letzten Jahren in steigendem Maße gebaut worden und haben sich bei kleinen Leistungen gut bewährt. Bei großen Leistungen und Dauerbetrieb wirkt sich die schlechte Ausnutzung der Druckluft zu sehr aus, denn die Druckluft expandiert nicht. Der Motor arbeitet vielmehr immer mit voller Füllung, da der Inhalt der von der Zylinderwand und den Stirnwänden abgeschlossenen Zahnlücke bis zum Auspuff unverändert bleibt. Abb. 446 zeigt einen Gradzahnmotor (Düsterloh, Sprockhövel i. W.), der in einfacher Weise dadurch umsteuerbar ist, daß man die Luft durch einen Steuerschieber entweder von oben oder von unten einführt. Die für beide Drehrichtungen gemeinsamen Auslaßöffnungen sind seitlich angeordnet.

Der Nachteil der Vollfüllung läßt sich durch Verbundwirkung teilweise umgehen, indem man zwei Gradzahnmotoren auf gleichen Wellen in Verbundschaltung zusammenarbeiten läßt. Kurze Zähne im Hochdruckteil und lange Zähne im Niederdruckteil ergeben gleiche Leistung beider Motoren. Verbundmotoren haben ein großes Anzugmoment, wenn beim Anfahren auch der Niederdruckteil Frischluft erhält.

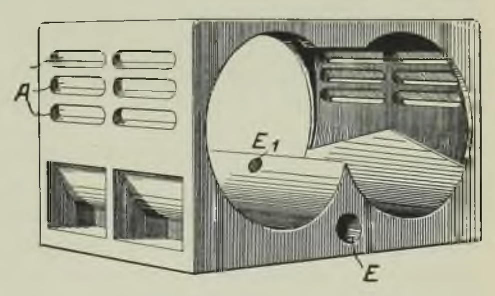


Abb. 448. Gehäuse eines Pfeilradmotors.

223. Pfeilradmotoren. Zu der Gruppe der Zahnradmotoren gehört auch der Pfeilradmotor, dessen Wirkungsweise jedoch grundsätzlich von der des Gradzahnmotors unterschieden ist. In einem amerikanischen Patente von van Deventer (1912) ist der erste Pfeilradmotor (Spiroturbine) niedergelegt, der zunächst für Dampfantrieb angewendet wurde. Seine vorzügliche Eignung für Druckluftantrieb machte ihn in Deutschland seit 1925 zur einfachsten und verbreitetsten Antriebkraft im Bergbau, als es gelang, die Pfeilräder in der für die Dichtheit erforderlichen Präzision herzustellen.

Zur Erläuterung des Aufbaues und der Wirkungsweise eines Pfeilradmotors diene das in Abb. 447 dargestellte Schema. Zwei spielfrei ineinandergreifende Räder mit Pfeilverzahnung werden von einem Gehäusemantel dicht umgeben. Die Luft tritt bei E ein und wird den Rädern in der Mitte, also im Scheitelpunkt der Pfeilzähne zugeführt. Die Einlaßöffnungen sind im Grundriß des Schemas gestrichelt eingezeichnet (vgl. Öffnung E_1 in Abb. 448). Die beide Pfeilräder beaufschlagende Druckluft füllt die

[1] Die Bezeichnung Gradzahnmotor ist treffender, denn auch das Pfeilzahnrad gehört zu den Stirnrädern.

V-förmigen Zahnlücken nicht in ihrer ganzen Ausdehnung, sondern nur bis zum Verzahnungseingriff. Bei der weiteren Drehung wird der mit Druckluft gefüllte Bogen der Zahnlücken größer und größer, so daß die Druckluft mehr und mehr expandiert. In der Abbildung beaufschlagt die rechte Einlaßöffnung das rechte, die linke das linke Pfeilrad. Beim linken Pfeilrad ist die über den Lufteinlaß hinweggegangene Zahnlücke gerade gefüllt worden, und die Expansion beginnt. Je kleiner der Pfeilwinkel ist, um so größer wird die Expansion. Hat man genügende Expansion erreicht, ehe sich die Zahnlücke nach der Stirnfläche hin öffnet, so ist eine Abdichtung der Stirnwand überflüssig. Zu große Entspannung der Luft ergibt sehr niedrige Temperaturen und führt leicht zur Vereisung der Maschine. Um die Vereisungsgefahr möglichst zu vermeiden, ist man gezwungen, mit mäßiger Expansion zu arbeiten. Dies erfordert größeren Pfeilwinkel und kürzere Zahnlücken, die nun auch eine Seitenabdichtung haben müssen.

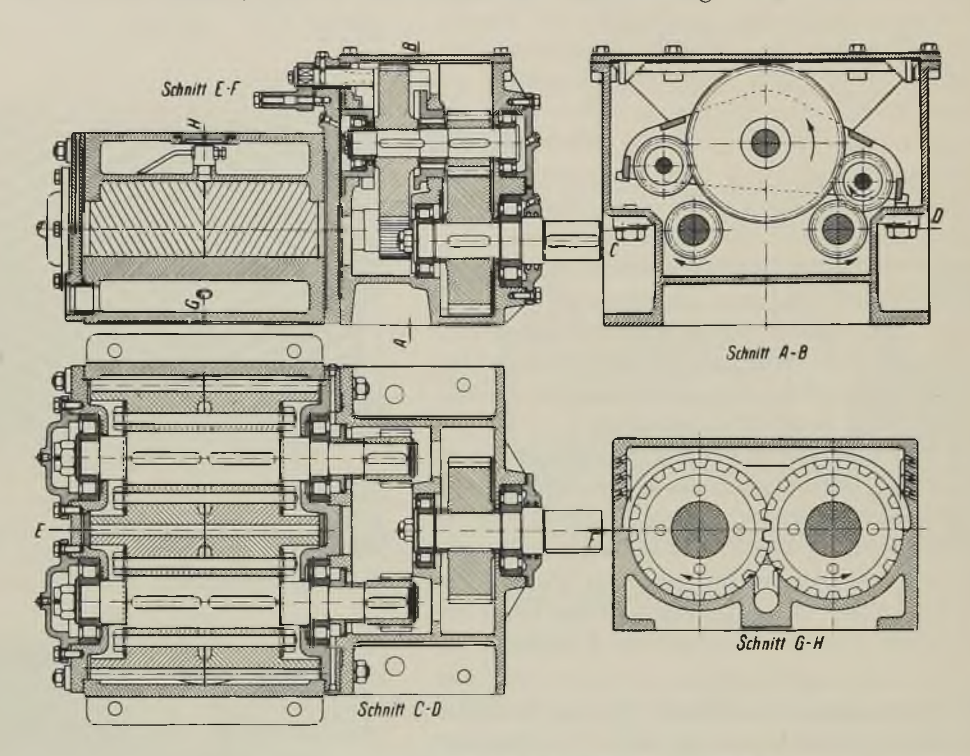


Abb. 449. Getriebeumsteuerbarer Pfeilradmotor (Flottmann).

Wie treibt die Druckluft die Pfeilräder? Im Verzahnungseingriff ist keinerlei Wirkung, weil Luft weder nach außen noch nach innen hindurchtreten kann. In den Druckluft führenden Zahnlücken wirkt aber die Druckluft, wie es Abb. 447 erkennen läßt, in der einen Richtung auf eine größere Fläche als in der anderen. Infolgedessen werden die Räder einander entgegengesetzt in dem gezeichneten Drehsinn gedreht. In jeder Zahnlücke wirkt die Druckluft, so daß man die gesamte beaufschlagte Fläche als Produkt aus der Zahnhöhe und der Läuferlänge erhält; sie wird also ebenso groß wie bei einem Gradzahn gleicher Höhe. Das Drehmoment könnte man aber nur erhalten, wenn der mittlere Druck auf diese Fläche bekannt wäre.

Die konstruktive Ausführung eines Pfeilradmotors ist in Abb. 449 dargestellt. Der Motor besitzt weder Einlaß- noch Auslaßventil. Die Läufer sind der Herstellung wegen zweiteilig und durch vier durchgehende Bolzen miteinander verschraubt, die gleichzeitig den Läufer auf der abgesetzten Welle axial befestigen. Die sehr starken Wellen sind in kräftigen Rollenlagern verlagert, die eine Bewegung der Achsen in der Längsrichtung verhindern. Pfeilradmotoren werden bis zu 100 PS_e (an der Motorwelle) gebaut. Kleine

Motoren von 5 bis 10 PS laufen mit einer Drehzahl von etwa $n = 3000$, die bei den größten Motoren auf etwa $n = 1000$ sinkt. Der Luftverbrauch mittlerer Größen beträgt bei den verschiedenen Bauarten durchschnittlich 30 bis 35 m³/PSh.

Bezüglich der Veränderung des Drehsinnes bestehen große Unterschiede in den Bauarten. Es gibt getriebeumsteuerbare Motoren, bei denen die Pfeilräder stets im gleichen Drehsinn laufen und die Umsteuerung im vorgeschalteten Getriebe erfolgt, und luftumsteuerbare Pfeilradmotoren, bei denen man durch Luftumschaltung direkt die Drehrichtung der Läufer umkehrt. Die einfachste Getriebeumsteuerung, die meist bei Schrämmaschinen angewendet wird, besteht darin, daß man die getriebene Welle durch verschiebbare Ritzel auf den Läuferwellen wechselweise mit dem einen oder dem andern der Pfeilräder, die ja entgegengesetzten Drehsinn haben, kuppelt. Umsteuerung im Betriebe ist nicht möglich; auch führt gleichzeitiges Einkuppeln beider Ritzel zu Zahnbrüchen. Beide Nachteile werden bei der in Abb. 449 dargestellten, aus dem Schnitt $A - B$ ersichtlichen Umsteuerung mit Hilfe einer Pendelbrücke vermieden. Dadurch ist falsches Kuppeln ausgeschlossen; die Umsteuerung kann durch Schwenken der Brücke bei voller Drehzahl erfolgen.

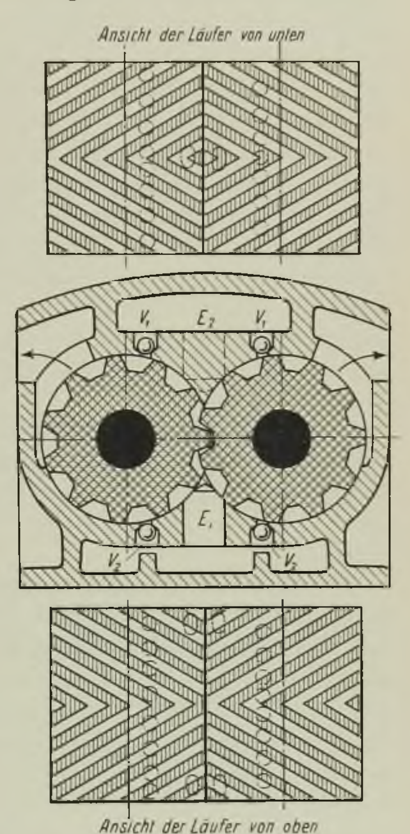


Abb. 450. Luftumsteuerbarer Pfeilradmotor (Demag).

Luftumsteuerung[1] könnte man theoretisch einfach dadurch erhalten, daß man die Druckluft aus der entgegengesetzten Richtung an den Seiten in die Läufer eintreten läßt. Die Einströmöffnung der Gegenseite müßte mit der Außenluft verbunden werden, und das Gehäuse müßte die Läufer bis auf die Ausströmöffnungen vollständig umschließen. Die Folge davon wäre, daß die eingetretene Luft in einer sich bis zum Einlaß der Gegenseite ständig verkleinernden Zahnlücke eingeschlossen würde. Die dabei auftretende Verdichtung wirkt aber der Drehrichtung entgegen und muß bei einem praktisch brauchbaren Motor vermieden werden. Das kann durch Büchsen erreicht werden, welche die Läufer umschließen und so gedreht werden, daß man für jede Drehrichtung dem einfachen Pfeilradmotor ähnliche Ein- und Auslaßöffnungen erhält. Eine grundsätzlich andere Ausführung, die in Abb. 450 schematisch dargestellt ist, wird von der Demag gebaut. Die untere Einströmöffnung E_1 liegt wie beim einfachen Pfeilradmotor in der Mitte. Der die Räder oben umschließende Mantelteil enthält seitlich die Einströmöffnungen E_2 für den entgegengesetzten Umlaufsinn. Der Auslaß liegt wie normal seitlich. Die Umsteuerung der Luft auf E_1 oder E_2 geschieht durch einen Steuerschieber. Tritt die Luft bei E_1 ein, so wird die Einströmkammer E_2 selbsttätig mit der Außenluft verbunden. Die Kugeln der Ventile V_2 werden durch den Luftdruck auf ihren Sitz gepreßt. Drehen sich die Läufer, so werden die Kugeln der Ventile V_1 durch den in den Zahnlücken entstehenden Verdichtungsdruck gehoben, so daß die verdichtete Luft in die mit der Außenluft verbundene Kammer E_2 abströmen kann. Bei Umkehrung der Drehrichtung spielt sich der Vorgang umgekehrt ab; die Luft tritt bei E_2 ein, E_1 wird mit der Außenluft verbunden und die Verdichtungsluft kann durch die Ventile V_2 austreten. Die Betriebserfahrungen mit diesem Motor sind sehr gut. Er ist besonders für den hohe Anforderungen stellenden Förderbandantrieb geeignet, der bei Getriebemotoren leicht

[1] Vgl. Ewalds: Druckluft-Zahnradmotoren mit Pfeilverzahnung. Z.V. d. I. 1928, S. 1927.

zu Zahnbrüchen geführt hat. Über Leistung, Drehzahl und Luftverbrauch gilt das bereits Gesagte. Hervorzuheben ist, daß luftumsteuerbare Pfeilradmotoren immer Stirnwandabdichtung erfordern, da bei Rückwärtslauf die Luft nicht in der Mitte sondern an den Seiten eintritt. Die Demag führt diese Dichtung als Labyrinthdichtung aus.

224. Förderhaspel und Schlepperhaspel. Förderhaspel sind kleiner als Schachtfördermaschinen und heben kleinere Last mit geringerer Geschwindigkeit aus kleinerer Teufe. Sie sind mit Trommeln oder häufiger mit Treibscheiben ausgerüstet, die meist mit Unterseil fördern. Der antreibende Motor dreht die Trommelwelle durch ein oder zwei Zahnrädervorgelege; die Bremse muß aber auf die Trommelwelle wirken, weil die auf eine Vorgelegewelle wirkende Bremse im Falle eines Zahnbruches versagt. Die Bremse, die als Bandbremse oder als Doppelbackenbremse ausgeführt wird, wird durch das Bremsgewicht dauernd angezogen; um zu fahren, muß der Maschinist die Bremse durch einen Fußtritthebel lüften. Wenn mit dem Haspel niedergehende Lasten abgebremst werden, muß das Vorgelege ausrückbar sein. Für Seilfahrt sind Teufenzeiger und Schelle vorgeschrieben[1]; häufig wird verlangt, daß beim Übertreiben der Teufenzeiger ein Fallgewicht auslöst, das die Bremse aufwirft, ferner, daß beim stillstehenden Haspel die Bremse mittels Handrades und Schraubengetriebes festgelegt werden kann.

Bei der Bremsbergförderung, die in der Regel eintrümig ist, derart, daß das Gegengewicht unten läuft, hängt die Last, die der Haspel ziehen kann, vom Einfallen ab. Zieht der Haspel senkrecht G kg, so zieht er beim Einfallwinkel α, von der Reibung abgesehen, $G : \sin\alpha$ kg. Theoretisch würde er bei einem Einfallen von 75° $1{,}035 \cdot G$ kg ziehen, bei 60° $1{,}155 \cdot G$ kg, bei 45° $1{,}415 \cdot G$ kg, bei 30° $2 \cdot G$ kg, bei 15° $3{,}86 \cdot G$ kg. Praktisch wird die Zugkraft geringer, da die Reibung zu berücksichtigen ist. Als Anhalt dienen folgende Zahlen, die A. Beien, Herne, angibt: Zieht der Haspel senkrecht 1000 kg, so zieht er bei 75° Einfall 1020 kg, bei 60° 1130 kg, bei 45° 1370 kg, bei 30° 1920 kg, bei 15° 3660 kg*.

Bei der Blindschacht- oder Stapelförderung, die eintrümig mit Gegengewicht, das Förderkorb und halbe Last ausgleicht, oder zweitrümig ausgeführt wird, tragen die Förderkörbe meist nur einen Wagen. Der Haspel wird entweder über dem Stapel oder neben dem Stapel aufgestellt; im letzteren Falle sind oben im Stapel Seilscheiben einzubauen.

Die am Seile gemessene Haspelleistung wird in Seil-PS angegeben. Die effektive Motorleistung, d. h. die an der Motorwelle abgegebene Leistung muß größer sein, weil der Motor noch die Reibung in den Vorgelegen überwinden muß. Wie groß diese ist, hängt davon ab, ob 1 oder 2 Vorgelege angeordnet sind, ob die Zähne geschnitten oder gegossen sind, und wie geschmiert ist.

Zum Antrieb der Haspel dienen in Schlagwettergruben hauptsächlich Druckluftmotoren, daneben schlagwettersichere Elektromotoren; sonst überwiegt elektrischer Antrieb. Im folgenden sind nur Haspel mit Druckluftantrieb besprochen; wegen des elektrischen Antriebes sei auf Ziffer 242 verwiesen.

Abb. 451 zeigt eine früher ausschließlich, heute nur noch für große Leistungen angewendete Bauart, bei welcher der Antrieb durch einen Zwillingsmotor erfolgt. Die Luftzylinder werden durch die in der früheren Abb. 127 dargestellte Stephensonsche Kulissensteuerung gesteuert, die durch den Steuerhebel a betätigt wird. Die Kurbelwelle ist über ein ausrückbares Vorgelege (Übersetzung 1:5) mit der Treibscheibenwelle verbunden. Treibscheibe und Bremskranz sind vereinigt. Die mittels eines Spannschlosses nachstellbare Doppelbackenbremse wird vom Gewicht c dauernd angezogen und muß während des Betriebes durch den Fußtritt b gelüftet werden. Die Dauerleistung des Motors von 300 mm Zylinderdurchmesser beträgt bei $n = 120$ Umdrehungen 84 PS_e.

[1] Vgl. Ziffer 159.

* Ein zeichnerisches Verfahren zur Auffindung der Bremskraft bzw. der Haspelzugkraft gibt Dipl.-Ing. Weihan: Förderung auf schiefer Ebene. Bergbau 1927, Nr. 50 und 51. Vgl. ferner Glückauf 1927, Nr. 9.

Die senkrechte Nutzlast ist bei einer Seilgeschwindigkeit $v = 1{,}89$ m/s 2740 kg. Der Motor braucht je PS_e stündlich etwa 45 m^3 angesaugte Luft bei einem Betriebsdruck von 4 atü. Abb. 452 zeigt einen Drucklufthaspel von Eickhoff, der gleichfalls von einem Zwillingsmotor mit Stephensonsteuerung angetrieben wird, jedoch eine Seiltrommel und Bandbremse besitzt. Die Betätigung des ausrückbaren Vorgeleges durch den Hebel *b* ist deutlich erkennbar. Bei dem durch die Abb. 453 veranschaulichten Trommelförderhaspel der Firma Beien dient der in der früheren Abb. 443 dargestellte 50pferdige Blockmotor der

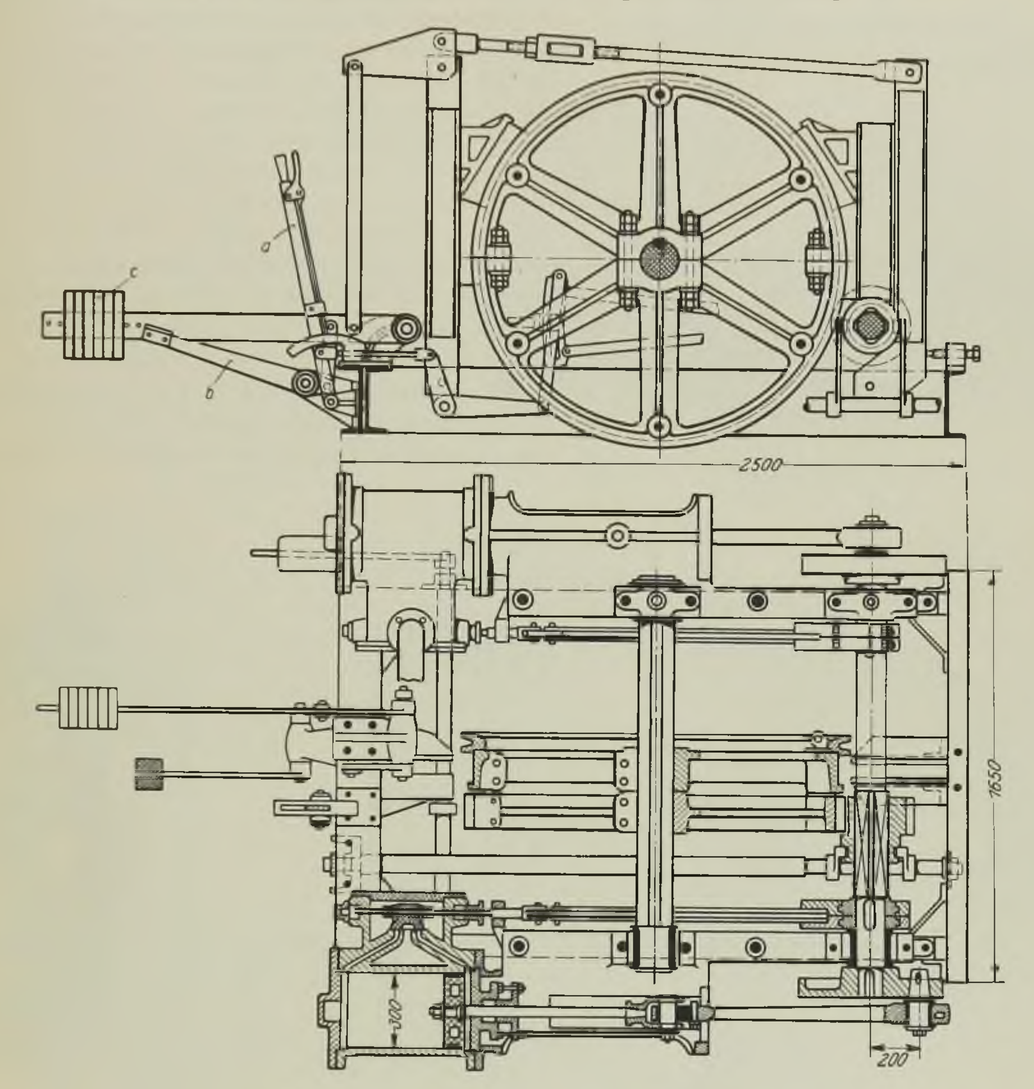


Abb. 451. Treibscheibenförderhaspel mit Zwillingsmotor (A. Beien, Herne).

Frankfurter Maschinenbau-A.-G. zum Antrieb. Wegen des schnellaufenden Antriebmotors ist doppelte Räderübersetzung erforderlich, die insgesamt etwa 1:25 beträgt.

Bei kleinen Haspeln, wie sie als Schlepperhaspel oder Mitnehmerhaspel angewendet werden, ist der mit Wechselschiebersteuerung arbeitende Zwillingsdruckluftmotor vollständig durch den eine viel geschlossenere Bauart gestattenden Zahnradmotor verdrängt worden. Die Firma Eickhoff hat in letzter Zeit einen Kleinhaspel von 9 PS herausgebracht, bei welchem der antreibende Pfeilradmotor sich im Innern der Seiltrommel befindet. Dadurch ist es gelungen, bei möglichst wenig bewegten Außenteilen und kleinstem Raumbedarf große Leistungen zu erzielen. Der Eigenart des Pfeilradmotors ent-

sprechend, paßt sich der Haspel den jeweiligen Belastungen weitgehend an. Der Luftverbrauch beträgt 40 bis 50 m³/PSh angesaugte Luft und ist damit halb so groß wie der eines Wechselschieberhaspels. Der Seilzug beträgt 700 bis 900 kg. Beien, Herne, baut einen Schlepperhaspel mit außenliegendem Pfeilradmotor von 7 PS, der sich auch durch gedrängte Bauart auszeichnet und bei 4 atü Betriebsdruck und 0,7 m/s Seilgeschwindigkeit 640 kg Zugkraft ausübt. Als einer der kleinsten Haspel sei der von derselben Firma erbaute, nur 45 kg wiegende Mitnehmerhaspel erwähnt, der bei 4 atü und 0,65 m/s Seilgeschwindigkeit 265 kg Zugkraft hat und zum Transport von Rutschen, Schienen, Lutten usw. dient. Außer den genannten gibt es eine große Zahl anderer Firmen, die den Haspelbau betreiben und hervorragende Erzeugnisse liefern; doch ist es nicht möglich, auf alle Bauarten einzugehen.

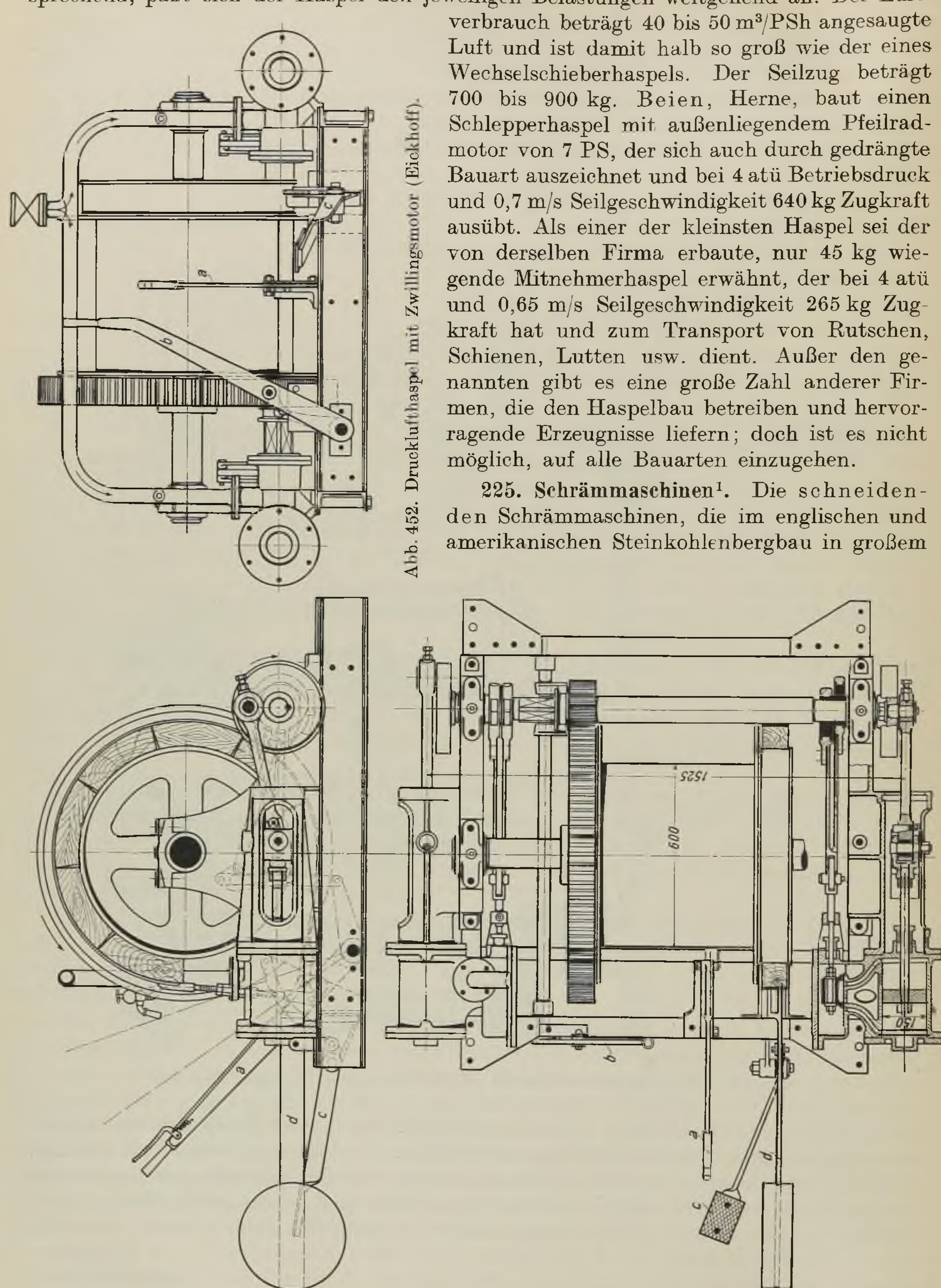


Abb. 452. Druckluftthaspel mit Zwillingsmotor (Eickhoff).

225. Schrämmaschinen[1]. Die schneidenden Schrämmaschinen, die im englischen und amerikanischen Steinkohlenbergbau in großem

[1] Es sind hier nur schneidende Schrämmaschinen mit Druckluftantrieb besprochen. Wegen des elektrischen Antriebes siehe Ziffer 247. Wegen stoßender Schrämmaschinen vgl. Ziffer 226 und Heise-Herbst,

Umfange angewendet werden, sind im letzten Jahrzehnt auch im deutschen Steinkohlenbergbau in zunehmendem Maße eingeführt. Es gibt Rad-, Ketten- und Stangenschrämmaschinen. Die Radschrämmaschine hat sich für deutsche Verhältnisse nicht bewährt, da sich das Rad zu leicht in der Kohle festsetzt. Die Kettenschrämmaschine, die gute Leistungen aufweist, besonders in harter Kohle, fordert gerades Liegendes und eine Kohle, die nicht gleich nach dem Unterschrämen hereinbricht. Die Stangenschrämmaschine ist auch unter schwierigeren Bedingungen brauchbar, da die Schrämstange wechselnden Flözverhältnissen anpaßbar ist, und sich wieder freiarbeitet, wenn sie verschüttet wird. Ketten- und Stangenschrämmaschinen unterscheiden sich nur im Schrämkopf; man baut Stange und Kette für dieselbe Schrämtiefe, doch schneidet die Kette einen schmäleren Schram und erzeugt gröberes Schrämklein. Meist ist der Schrämkopf, zuweilen auch die ganze Maschine umlegbar, so daß man anstatt des normalen, tiefliegenden Schrams auch einen höherliegenden schrämen kann. Um in dickeren Flözen ein Bergemittel herauszuschrämen, legt man die Maschine auf ein entsprechend hohes Gestell. Größe und Stärke der Schrämmaschine werden wesentlich durch die Schrämtiefe bestimmt. Welche Schrämtiefe man wählt, hängt von den bergmännischen Verhältnissen ab; je tiefer der Schram, um so leichter bricht die Kohle herein. Die schweren, hauptsächlich bei flacher Lagerung verwendeten Maschinen schrämen 1,6 bis 1,8 m tief, sind 300 bis 400 mm hoch, wiegen etwa 2000 kg und brauchen für den Antrieb 35 bis 40 PS. Mittlere Maschinen schrämen bis 1,3 m tief, sind etwa 300 mm hoch, wiegen etwa 1000 kg und brauchen etwa 20 PS. Außerdem gibt es kleine Schrämmaschinen besonderer Bauart, sogenannte Kohlenschneider, die 1 bis 1,4 m tief schrämen, 700 bis 800 kg wiegen, etwa 14 bis 18 PS brauchen und auch bei steiler Lagerung, überhaupt unter schwierigeren Verhältnissen gut verwendbar sind. Es ist bemerkenswert, daß im Ruhrbezirk entweder die schweren Schrämmaschinen oder die Kohlenschneider in Gebrauch stehen, während die mittelschweren Maschinen wenig angewendet werden.

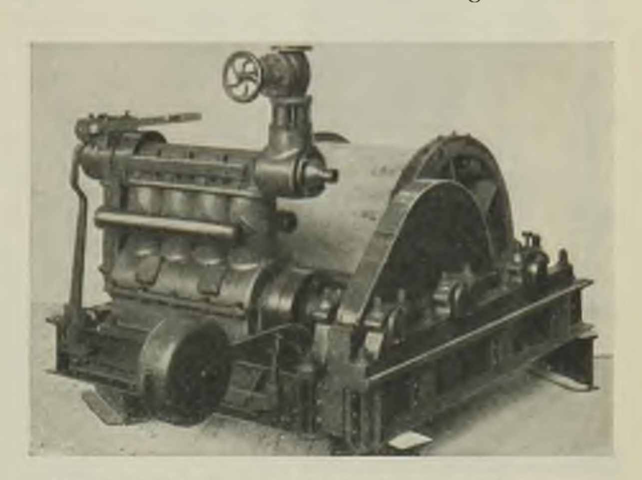


Abb. 453. Haspel von A. Beien, Herne, mit Blockmotor der FMA.

Man verwendet Schrämmaschinen hauptsächlich beim Abbau, aber auch in der Vorrichtung. Die Abbaumaschinen heißen Strebschrämmaschinen, und die zum Vortreiben von Strecken in der Kohle und zum Auffahren von Aufhauen verwendeten Maschinen heißen Streckenvortriebmaschinen. Die Strebschrämmaschinen werden jetzt in der Regel so gebaut, daß sie auch als Streckenvortriebmaschinen brauchbar sind; jedoch baut man auch besondere Streckenvortriebmaschinen.

Die Schrämleistung ist sehr verschieden, je nach der Härte der Kohle; sie steigt bis 50 m² stündlich unterschrämter Fläche. Auch der Luftverbrauch ist sehr verschieden, je nach Größe und Belastung der Maschine; bei schweren Maschinen rechne man mit stündlich 1000 bis 1500 m³ angesaugter Luft.

Abb. 454 zeigt eine eingeschwenkte Stangenschrämmaschine, die aus dem Antriebe *a*, dem Schrämkopf *b* nebst Schrämstange *c*, der Winde *d* und dem Schlitten *e* nebst Anlaufbügel *f* besteht. Die Schrämmaschine, die auf der einen Seite am Stoß, auf der anderen an Stempeln geführt wird, treibt sich selbst mittels eines Seiles vor, das an der Maschine

1. Band. Eine umfassende Darstellung der Schrämmaschinen gibt der Aufsatz des Verfassers: Bau und Handhabung der deutschen Schrämmaschinen. I u. II. Glückauf 1927, Nr. 28 und 29; 1928, Nr. 31.

oder am Schlitten angeschlagen ist und gemäß Abb. 455 über eine lose, an einem Stempel befestigte Rolle zur Winde geführt wird. Der erforderliche Zug beträgt etwa 3 t. Der Schrämvorschub muß größer oder kleiner einstellbar sein, je nach der Schärfe der Schrämpicken und ob man weiche oder harte Kohle oder gar Schwefelkieseinlagerungen schrämt. Man schrämt in der Regel bergauf, weil dabei das Schrämklein am besten entfernbar ist. Soll die Maschine umgekehrt wie gezeichnet schrämen, so ist die lose Rolle auf der entgegengesetzten Maschinenseite anzubringen. Damit der Seilzug günstiger angreift, macht man auch, wie es Abb. 455 zeigt, die Trommel der Winde einseitig aufsteckbar.

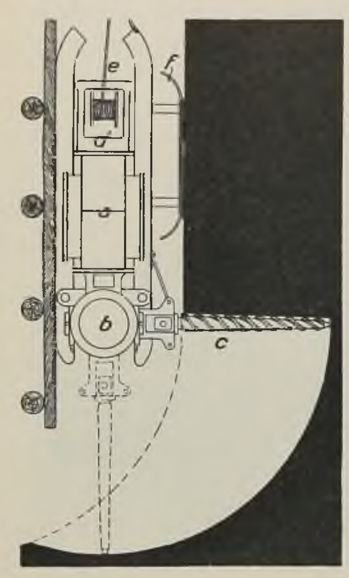
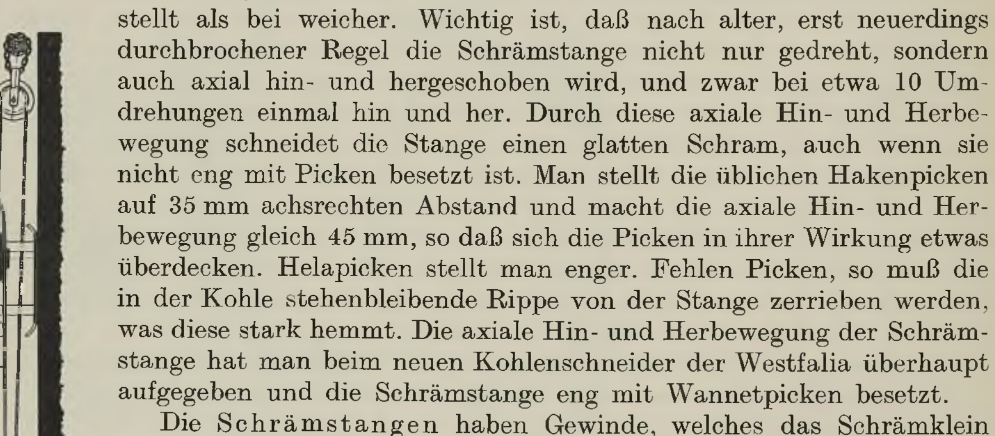


Abb. 454. Eingeschwenkte Schrämmaschine.

Schrämstange und Schrämkette sind mit Picken bewehrt. Diese schneiden die Kohle nicht, sondern picken sie, brechen sie mit der Spitze auf. Die Picken für die Stange und für die Kette sind verschieden und außerdem stehen auch für die Stange verschiedene Pickenformen[1] in Gebrauch. Die Picken müssen, damit sie ergiebig schneiden, aus gutem Stahl bestehen und beim Ausschmieden und Härten richtig behandelt worden sein. Um harte oder Schwefelkies führende Kohle zu schrämen, verwendet man Picken aus legiertem Stahl, ebenso bei hoher Schnittgeschwindigkeit. Normal schrämt man mit etwa 2 m Schnittgeschwindigkeit je Sekunde, geht aber auch auf 2,5 m/s und darüber. Bemerkenswert ist, daß man sich mit der Schnittgeschwindigkeit nicht nach der Härte der Kohle richtet, sondern harte und weiche Kohle etwa gleich schnell schrämt, dafür aber bei harter Kohle einen kleineren Vorschub einstellt als bei weicher. Wichtig ist, daß nach alter, erst neuerdings durchbrochener Regel die Schrämstange nicht nur gedreht, sondern auch axial hin- und hergeschoben wird, und zwar bei etwa 10 Umdrehungen einmal hin und her. Durch diese axiale Hin- und Herbewegung schneidet die Stange einen glatten Schram, auch wenn sie nicht eng mit Picken besetzt ist. Man stellt die üblichen Hakenpicken auf 35 mm achsrechten Abstand und macht die axiale Hin- und Herbewegung gleich 45 mm, so daß sich die Picken in ihrer Wirkung etwas überdecken. Helapicken stellt man enger. Fehlen Picken, so muß die in der Kohle stehenbleibende Rippe von der Stange zerrieben werden, was diese stark hemmt. Die axiale Hin- und Herbewegung der Schrämstange hat man beim neuen Kohlenschneider der Westfalia überhaupt aufgegeben und die Schrämstange eng mit Wannetpicken besetzt.


Abb. 455. Schrämmaschine mit einseitig aufgesetzter, umsteckbarer Windentrommel (Flottmann.)

Die Schrämstangen haben Gewinde, welches das Schrämklein abführt. Rechtes Gewinde ist normal. Die rechts gewundene Schrämstange muß auch rechts herum, d. h. nach der Stangenspitze gesehen uhrweis schneiden, während die links gewundene Stange dem Uhrzeiger entgegengesetzt laufen muß. Die in Abb. 454 dargestellte, rechts gewundene, rechts herum schneidende Stange schneidet untergängig, d. h. von unten nach oben. Schwenkt man sie um 180°, so daß sie links der Maschine schrämt, so schneidet sie wieder rechts herum, aber nunmehr obergängig, d. h. von oben nach unten. Schrämt man bergauf in gleichmäßig harter Schicht, so ist die Schrämwirkung bei untergängigem und obergängigem Schneiden die-

[1] Wegen der Pickenformen, Hakenpicke, Helapicke und Wannetpicke sei verwiesen auf Glückauf 1924, S. 255; 1926, S. 1187 und 1526.

selbe. Nur verläuft, wenn über dem Schram eine weichere Schicht liegt, die obergängig schneidende Stange in diese, während sich die untergängig schneidende Stange in diesem Falle besser hält. Ferner ist die Rückwirkung auf die Maschine zu beachten. Die obergängig schneidende Stange hebt die Maschine, wenn diese zu leicht ist, hoch, so daß der Schram klettert. Leichte Maschinen wie der Kohlenschneider schneiden deshalb nur untergängig und brauchen, wenn sie rechts schrämen, eine rechte, wenn sie links schrämen, eine linke Schrämstange.

Die Schrämkette ist im Aufbau und in der Wirkung von der Schrämstange wesentlich verschieden. Sie besteht aus den Pickenhaltern und den gelenkig daran befestigten Verbindungslaschen. Das treibende Kettenrad sitzt am Schrämkopf, das Umlenkrad am Ende des Kettenauslegers, der auf dem schwenkbaren Schrämkopfunterteil verschiebbar ist, damit sich die Kette spannen oder lösen läßt. Die Kette liegt innen im Kettenausleger auf, so daß infolge des aufzunehmenden Anpressungsdruckes der Picken bei der üblichen Kettengeschwindigkeit von 2 m/s ein nicht unbeträchtlicher Reibungsverlust entsteht, den man neuerdings durch in die Kette eingebaute Rollen (Korfmann) vermindert.

Bei den Pickenhaltern sind die Löcher so versetzt, daß sich die Picken über die Schramhöhe verteilen. Der erzeugte Schram wird etwa 120 mm hoch, also erheblich niedriger als bei der Stange. Die Picken werden durch

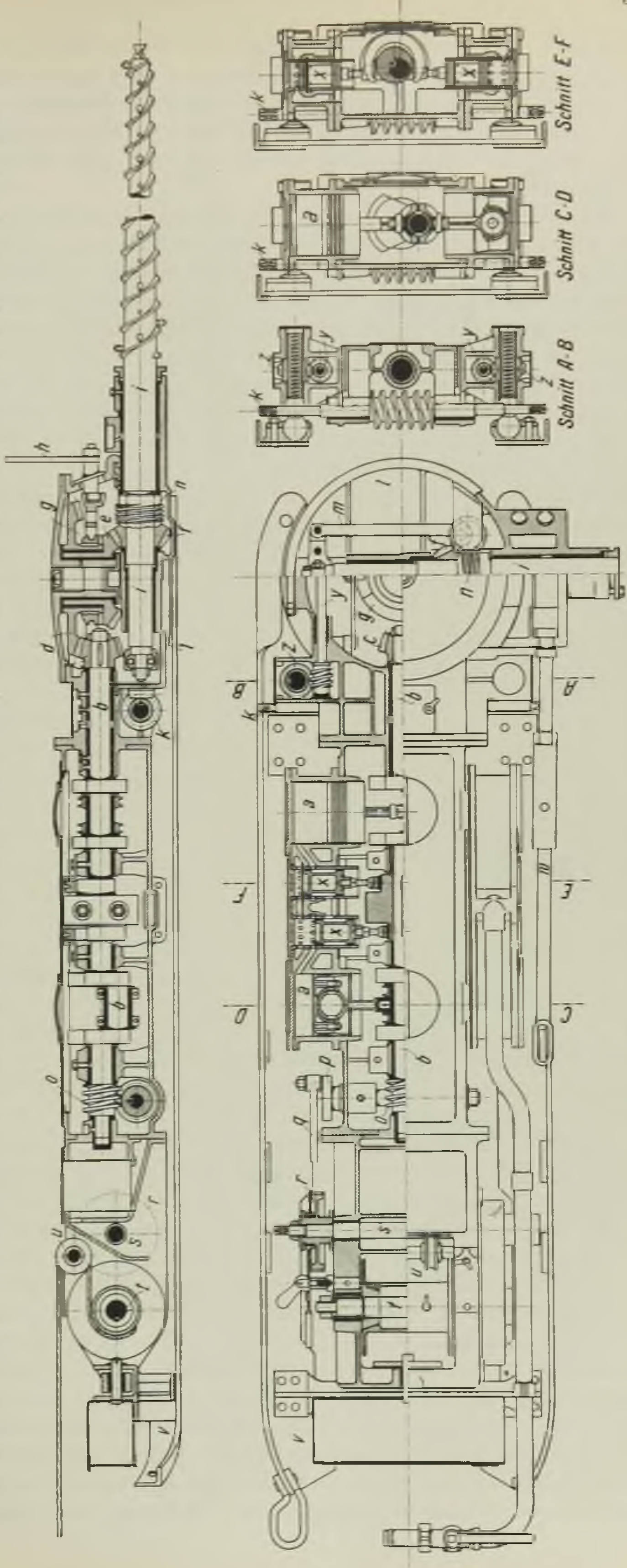


Abb. 456. Schwere Schrämmaschine mit vierzylindrigem Kolbendruckluftmotor.

Schrauben festgehalten, die so gegen die Picken drücken, daß sie mit ihrem Rücken am Pickenhalter anliegen. Die Schrämkette muß immer so laufen, daß die schneidenden Picken aus dem Schram heraustreten, wobei die Maschine gegen den Stoß gezogen wird. Beim Schrämen am linken Stoß muß also die Kette umgekehrt laufen wie am rechten Stoß, und die Schrämpicken sowohl als auch ihre Halteschrauben müssen entgegengesetzt sitzen.

Bei der Kette schneiden die Picken nicht nur einen niedrigeren Schram als bei der Stange, sondern wirken auch günstiger, weil sie einen langen, geraden Weg im Schram bleiben, so daß sie mehr reißen, weniger mahlen. Deshalb ist das Schramklein bei der Kette gröber als bei der Stange, welcher Vorteil besonders bei harter Kohle und bei Schwefelkieseinlagerungen hervortritt. Vorteilhaft ist auch, daß die Kette die Maschine gegen den Stoß zieht, weil dadurch der Ausbau geschont wird. Während es ferner bei der Stange nötig ist, den Schram besonders zu räumen, tut dies die Kette selbst. Voraussetzung ist aber immer, daß die Kette imstande ist, einen geraden Schram zu schrämen, in dem sie sich nicht klemmt. Das Liegende darf also nicht wellig oder bucklig sein. Ferner darf man den Schrämkopf nur wenig heben, um den Schram höher zu legen, während nichts im Wege steht, daß man die Spitze des Kettenauslegers hebt oder senkt, um einen seitlich gegen das Liegende geneigten Schram zu schneiden.

Abb. 456 zeigt eine schwere, 375 mm hohe, 800 mm breite Schrämmaschine älterer Bauart. Zum Antrieb dient ein Druckluftmotor, der durch vier einfach wirkende, mittels Kolbenschieber x gesteuerte Zylinder a die Kurbelwelle b mittels offener Pleuelköpfe treibt, die paarweis durch sorgfältigst zu überwachende Halte- oder Gleitringe zusammengehalten werden. Von der Kurbelwelle ($n = 500$) werden sowohl die Schrämstange i ($n = 220$) wie die Achse t der Trommelwinde gedreht. Von der Schrämstange i wird nach Abb. 457 eine Schnecke n mitgenommen, die zwei Schneckenräder dreht, welche die Schrämstange mittels Kurbeltriebes durch die Stangen mm innerhalb 11 Umdrehungen 1 mal um etwa 45 mm hin- und herbewegen, damit im Schramloch keine Rippen stehen bleiben. Beim Transport kann man den Antrieb der Schrämstange mittels Hebels h ausrücken. Die Winde wird mittels Klinkwerks von der Kurbel p angetrieben. Der Klinkenhub ist so groß, daß die Klinke das Klinkrad um 5 Zähne vorzuschieben vermag; indem man das Klinkrad mehr oder weniger überdeckt, ist ein Vorschub um 1, 2, 3, 4 oder 5 Zähne einstellbar, wobei man stündlich 8, 16, 24, 32 oder 40 m Schrämvorschub erhält. Der Schrämkopf ist von Hand mittels der Schneckenwelle k schwenkbar; in der Schrämstellung wird der Schrämkopf durch die Stange w festgelegt. Um den Schram, wenn harte Einlagerungen zu umgehen sind, höher oder schräg zu legen, kann man den Schrämkopf 10 bis 12 cm heben und die Maschine schräg stellen, indem man durch die Schnecken y die Schneckenräder z dreht, die Muttergewinde haben und auf den kugelig gestützten Stellspindeln laufen.

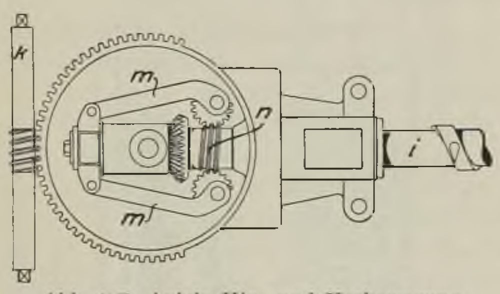


Abb. 457. Axiale Hin- und Herbewegung der Schrämstange.

Die dargestellte, englischer Bauart entsprechende, schwere Schrämmaschine wurde ähnlich von der Demag, Gebr. Eickhoff und der Flottmann A.-G. gebaut und veranschaulicht den ursprünglichen Schrämmaschinentyp, der heute jedoch nicht mehr gebaut wird, da der Pfeilradmotor den Kolbenmotor völlig verdrängt hat. Viele Einzelheiten, soweit sie nicht direkt mit dem Antrieb in Verbindung stehen, findet man noch bei den modernen Maschinen wieder. Die Winde wird jetzt in der Regel so eingerichtet, daß sie außer zum Schrämvorschub auch zum Transport der nicht schrämenden Maschine dient; die Leerfahrtgeschwindigkeit ist mehrere hundert Meter stündlich. Beim Transport der Maschine soll die Schrämstange nicht mitlaufen und soll deshalb bequem ausrückbar sein. (Wiedereinrücken der Klauenkupplung nur bei Stillstand oder langsamem Gang!) Den Schräm-

kopf macht man auswechselbar, so daß die Maschine sowohl als Stangen- wie als Kettenschrämmaschine brauchbar ist.

Der Antrieb durch Pfeilradmotoren (früher auch durch Drehkolbenmotoren), die ähnlich hohe Drehzahlen wie Elektromotoren haben, führte die Fabriken anfangs dazu, den elektrischen und den Druckluftantrieb austauschbar zu gestalten[1], doch ist man wieder davon abgekommen, da der Raumbedarf des Pfeilradmotors geringer als der des elektrischen Antriebs ist. Eine für Austausch eingerichtete Pfeilradschrämmaschine müßte sonst größer als erforderlich gebaut werden.

Abb. 458 (Flottmann) zeigt in schematisierter Darstellung eine durch einen Pfeilradmotor ($n = 1500$) angetriebene Schrämmaschine für 1,8 m Schrämtiefe, die nur etwa 1500 kg wiegt. Von der einen Achse des Pfeilradmotors *a* wird auf der einen Seite der ausrückbare Antrieb der Schrämstange *b*, auf der andern der Antrieb der Winde abgeleitet. Die Welle *c* der Winde wird durch ein innenliegendes, von außen einstellbares Klinkwerk getrieben, so daß man stündlich 8, 16, 24, 32, 40 und 48 m Schrämvorschub erhält. Schnelltransport für Leerfahrt wird eingestellt, indem man das Rad *d* auf der Welle *e* mittels Schlagmutter *f* festklemmt. Die Windentrommel *k* wird nach rechts oder links aufgesetzt, je nachdem man rechts oder links schrämt.

Abb. 458. Schrämmaschine der Flottmann A.-G. mit Antrieb durch Pfeilmotor.

In Abb. 459 ist die Pfeilradschrämmaschine der Deutschen Maschinenfabrik in Duisburg wiedergegeben, bei der zahlreiche neue Gedanken verwirklicht worden sind. Die Maschine, die für Schrämstange und -kette gebaut wird, hat 300 mm Bauhöhe und wiegt 1800 kg; ihr Motor leistet bei $n = 1500$ Umdr. 40 PS_e. Sie ist auf dem Schlitten in 3 Stützpunkten gelagert, die jeder für sich verstellbar sind. Die Windentrommel ist stehend angeordnet, so daß es möglich war, ihr einen größern

[1] Vgl. Abb. 460.

Durchmesser als üblich zu geben und ferner das Zugseil günstig über eine Lenkrolle den Stoß entlang zu führen. Die mechanische Schwenkung ist selbständig angetrieben und nicht vom Windwerk abgeleitet.

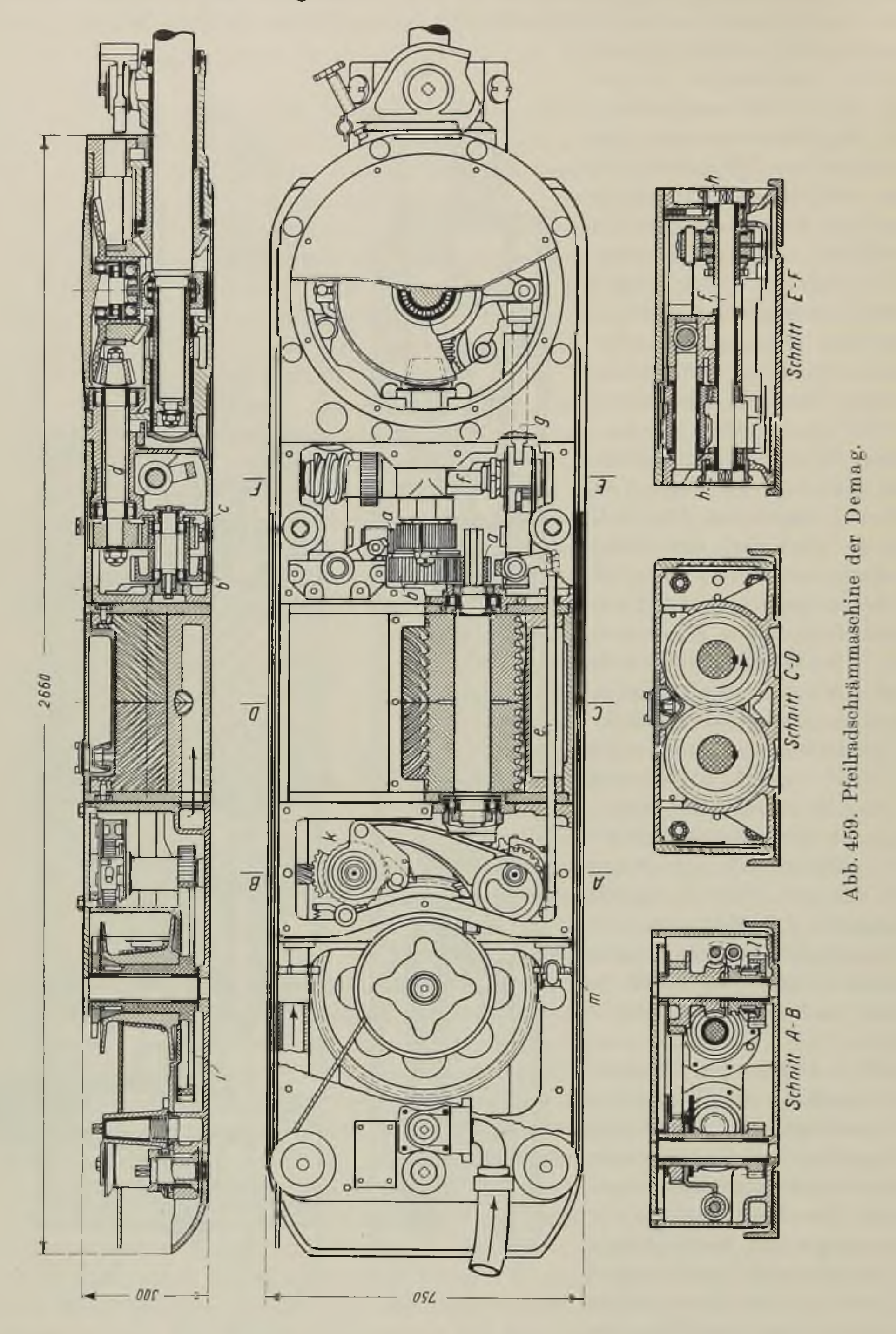


Abb. 459. Pfeilradschrämmaschine der Demag.

Der Pfeilradmotor treibt über die zur Umkehrung der Drehrichtung wechselweise ausrückbaren Ritzel *a* das Rad *b* einer Vorgelegewelle, die über das Ritzel *c*, die hochliegende Welle *d* und mehrere Kegelräderpaare die Schrämstange dreht. Um die Schrämstange auszurücken, bringt man das verschiebbare Ritzel *c* mit Hilfe der Schaltstange *e*

außer Eingriff. Auf die ausgezeichnete Wälzlagerung der Kegelräder und die sehr lange Lagerung der Schrämstange, welche die für ihre Hin- und Herbewegung notwendige Brücke in der Mitte der Lagerung trägt, sei hingewiesen.

Das Schwenkwerk erhält seinen selbständigen, vom Windwerk unabhängigen Antrieb dadurch, daß die Schwenkwelle *f* vom Schrämkopf her durch den Stößel *g* mit Hilfe eines Klinkwerkes getrieben wird, und zwar derart, daß sie, durch die Handräder *h* einstellbar, eine Schwenkung von 200° nach rechts oder links mit vierfach abstufbarer Geschwindigkeit bewirkt. Man kann auch von Hand schwenken, indem man die Schwenkwelle *f* mit einem Schlüssel dreht. Am Ende wird die Schwenkung selbsttätig unterbrochen. Zum Schutz gegen übermäßige Beanspruchung sind einstellbare Schleifkupplungen eingebaut.

Über den Vorschub der Schrämmaschine sei folgendes bemerkt. Die Trommel der Winde ist mit der Nabe ihres Antriebrades *i* durch eine Schleifkupplung verbunden. Vom Motor her wird ein Schneckengetriebe gedreht, das beim Schrämen über das Klinkwerk *k* wirkt, während bei der Schnellfahrt das Stirnrad *l* unmittelbar in das Antriebrad *i* der Windentrommel eingreift. Mit Hilfe des Klinkwerks kann man durch das Handrad *k* den Schrämvorschub in 6 Stufen von 0 bis 50 m stündlich einstellen. Um Schnell-

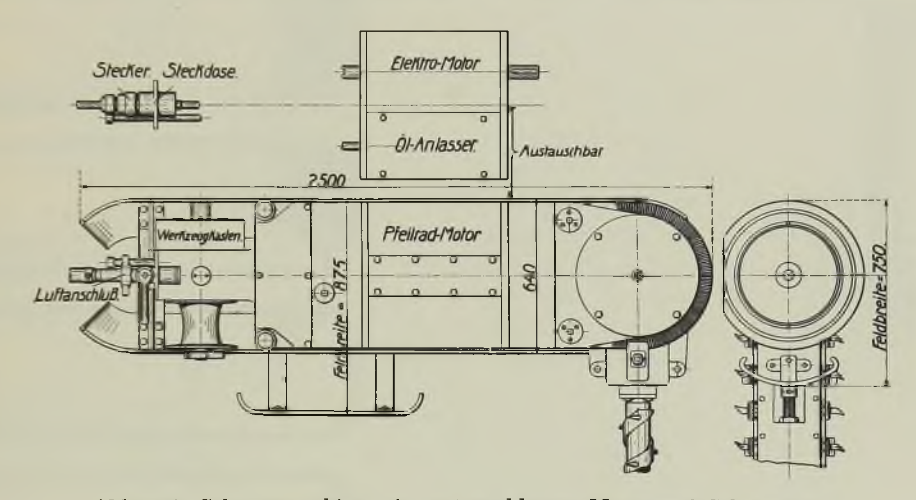


Abb. 460. Schrämmaschine mit austauschbarem Motor und Schrämkopf.

fahrt zu erhalten, dreht man das Handrad *m*, wodurch das Stirnrad *l* mit dem antreibenden Schneckenrade gekuppelt wird, und zwar nachgiebig, damit Überlastung vermieden wird; zur Verhütung von Gefahr kann die Schnellfahrt nur eingeschaltet werden, wenn die Schrämstange ausgerückt ist.

Außer der üblichen Schmierung mit Öl oder durch ein Gemisch von Fett und Öl ist für die schnellaufenden Kugel- und Rollenlager eine Schmierung von besonderer Art vorgesehen. In diese Lager wird nämlich unter hohem Druck Fett durch eine Spritze eingepreßt, die man an die staubdicht verschlossenen Nippel mit Bajonettverschluß ansetzt.

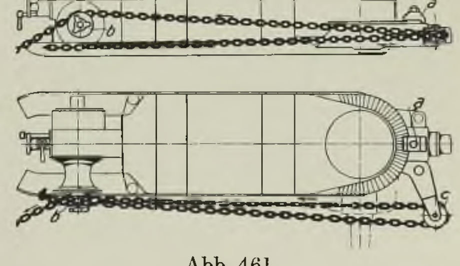


Abb. 461.

Abb. 460 veranschaulicht die Austauschbarkeit des elektrischen und des Druckluftantriebes und die Austauschbarkeit des Stangen- und des Kettenschrämkopfes. Aus Abb. 461 ist ersichtlich, wie der Schrämkopf beim Einschneiden des Schrams und beim Streckenvortrieb mittels einer vom Kettenrad *i* getriebenen Kette geschwenkt wird. Zum Feststellen des Schrämkopfes dient die Klemmplatte *a*.

Zu den leichten Schrämmaschinen gehören die Kohlenschneider, die sich von der normalen Bauart wesentlich dadurch unterscheiden, daß das mit einem eigenen Motor ausgerüstete Windwerk mit der eigentlichen Schrämmaschine vereint oder getrennt verwendet werden kann. Die Schrämmaschine selbst ist leicht aber stark. Das geringe Gewicht und die Trennbarkeit von Winde und Maschine machen den Kohlenschneider beweglich und vielseitig anwendbar. Abb. 462 veranschaulicht schematisch den Westfalia-Kohlenschneider (Flottmann)[1], der aus der selbständigen, 200 kg schweren Motorwinde *a*, der eigentlichen, 300 kg schweren Schrämmaschine *b* und dem mit ihr durch ein kräftiges Gelenk verbundenen, zu ihrer Führung und Handhabung dienenden, etwa 100 kg schweren Steuerschwanz *c* besteht. Die Schrämmaschine wird durch einen 11 pferdigen, die Winde durch einen 2½ pferdigen Drehkolbenmotor angetrieben. Man kann, wie es dargestellt ist, den Schlitten, auf dem die Winde gelagert ist, mit dem Schlitten der Schrämmaschine gelenkig verbinden, welche Anordnung man bei flachem Einfallen bevorzugt; bei steilerem Einfallen und unter schwierigeren Verhältnissen stellt man die Motorwinde für sich auf, so daß man beim Schrämen nur 400 kg Gewicht zu handhaben hat. Der Schrämvorschub beträgt etwa 40 m/h oder, wenn eine lose Rolle in den Seilzug eingeschaltet ist, etwa 20 m/h. Wenn die Schrämstange harte Einlagerungen anfährt und der Seilzug zu groß wird, kippt die Winde um eine auf dem Schlitten gelagerte Drehachse, wodurch die Druckluftzufuhr gesperrt oder gedrosselt wird, bis der Widerstand überwunden ist. Die Kohlenschneider haben sich auch unter schwierigen Verhältnissen bewährt. Wenn der Kohlenschneider, in der Fahrtrichtung gesehen, am rechten Stoß schrämt, muß er seines verhältnismäßig geringen Gewichtes wegen eine Schrämstange mit rechtem Gewinde haben, die untergängig schrämt und die Maschine niederdrückt, so daß der Schram nicht klettert. Am linken Stoß muß die Stange linkes Gewinde haben und sich links herum drehen, damit sie wieder untergängig schrämt und die Maschine niederdrückt.

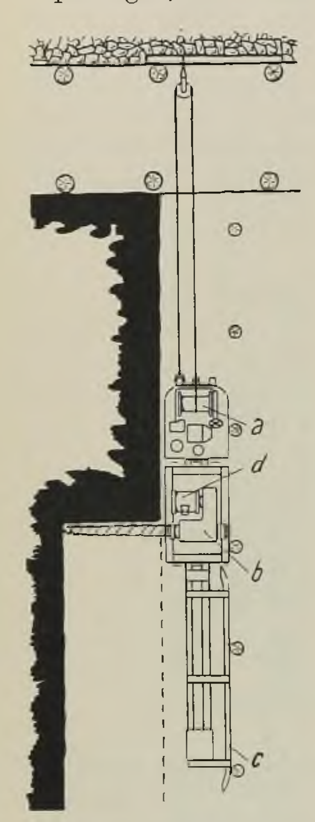
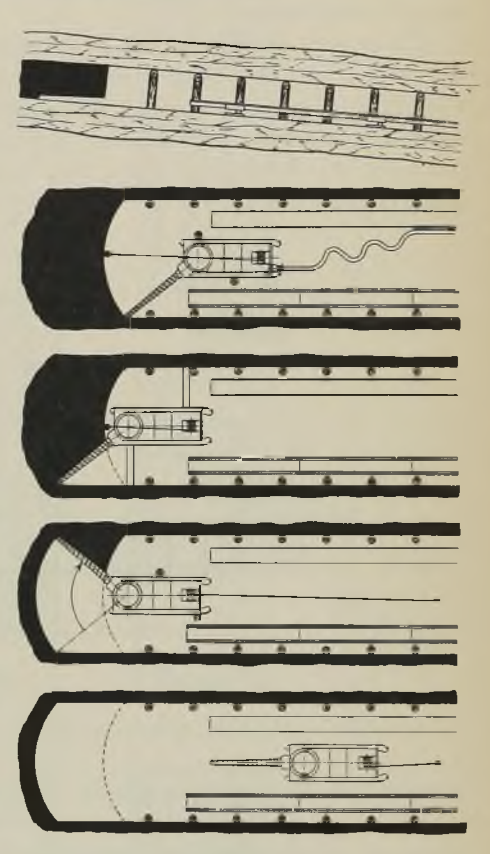


Abb. 462. Kohlenschneider der Westfalia-Gelsenkirchen.


Abb. 463. Streckenvortrieb mit einer Stangenschrämmaschine (Eickhoff).

Neuerdings baut man auch Kettenkohlenschneider, die bei 1,4 m Schramtiefe einen Pfeilradmotor von 23 PS erhalten. Für Stangenkohlenschneider genügen bei gleicher Schramtiefe 18 PS. Der viel stärkere Motor ist bei Kettenmaschinen erforderlich, damit sich die Kette bei frühzeitig hereinbrechender Kohle wieder freiarbeiten kann.

[1] Vgl. Grahn: Glückauf 1926, S. 1185.

Seit der Verwendung der starken Pfeilradmotoren arbeiten die Kettenschrämmaschinen allgemein durchaus zuverlässig.

Abb. 463 zeigt das Arbeitsverfahren einer normalen Stangenschrämmaschine beim Streckenvortrieb. Die Maschine zieht sich zunächst mit nach links ausgeschwenkter, in dieser Richtung festgestellter Stange in den Stoß hinein und unterschrämt eine Dreieckfläche. Dann wird bei feststehender Maschine die Stange nach rechts geschwenkt, wobei sie den anschließenden Sektor unterschrämt. Schließlich wird die Maschine zurückgezogen und unterschrämt mit rechts ausgeschwenkter Stange die noch stehengebliebene Dreieckfläche. Gebr. Eickhoff bauen auch besondere Streckenvortriebmaschinen, die auf Rädern gelagert sind und gleichfalls nach dem obigen Verfahren arbeiten.

In reiner Kohle leisten Schrämmaschinen mit mäßigen Pickenkosten sehr viel; auch viele Bergemittel sind bequem schrämbar. Führt die Kohle Schwefelkies (Knollen), so wird das Schrämen gestört, weil die Picken stumpf werden und der Schram nicht vorankommt. Der Verlauf der Querklüfte in der Kohle, der sogenannten Schlechten, und der beim Abbau infolge des Gesteinsdrucks entstehenden Lagen, die für das Hereinkommen der Kohle wichtig sind, ist gegebenenfalls zu berücksichtigen. Wegen der hohen Leistungen der Schrämmaschine muß man ausgiebig für die Abbeförderung der Kohle und den Versatz vorsorgen. Versagt die Schrämmaschine, so sind alle Vorkehrungen umsonst getroffen; deshalb ist es unbedingt nötig, die Schrämmaschine zu einem zuverlässigen Werkzeug auszugestalten und dieses Werkzeug pfleglich zu behandeln. Sichere Schmierung in jeder Lage der Schrämmaschine, richtiges Einsetzen und richtiges, rechtzeitiges Schärfen der Schrämmeißel sind selbstverständliche Erfordernisse[1].

226. Abbauhämmer. Bohrhämmer. Stoßende Bohrmaschinen und Schrämmaschinen. Drehende Bohrmaschinen[2]. Seit Jahrzehnten gibt es Stoßbohrmaschinen, die an einer Säule befestigt werden und bei denen der in die Kolbenstange eingesetzte Bohrer hin- und hergetrieben und beim Rückzuge umgesetzt wird. Diese stoßende Bohrmaschine ist im Bergbau als Gesteinbohrmaschine beinahe vollkommen vom Bohrhammer verdrängt, ist aber bei der stoßenden Säulenschrämmaschine beibehalten worden. Vom Bohrhammer ist der Abbauhammer unterschieden, der auf das eingesetzte Spitzeisen hämmert, es aber nicht umsetzt. Drehbohrmaschinen werden in mildem Gestein und in der Kohle verwendet, um die Löcher für die Sprengschüsse zu bohren. Im folgenden sind die Maschinen nicht nach dem geschilderten Entwicklungsgange behandelt, sondern es sind die einfacheren Abbauhämmer und Bohrhämmer vorweggenommen.

a) Abbauhämmer (Pickhämmer). Abbauhämmer sind im letzten Jahrzehnt in schnell zunehmendem Umfange eingeführt und haben sich zu einer Gewinnungsmaschine von größter Bedeutung entwickelt. Sie ersetzen die Hacke, sparen Sprengarbeit und erhöhen den Stückkohlenfall, bezwecken also dasselbe wie die Schrämmaschinen, mit denen sie gegebenenfalls zusammen verwendet werden. Das in den Hammer dicht einzusetzende Spitzeisen wird vom Schlagkolben nur geschlagen, nicht umgesetzt. Damit der Pickhammer günstig wirkt, wird er möglichst an den Schlechten und Lagen der Kohle angesetzt. Je nach der Festigkeit und Struktur der Kohle und je nachdem man nach unten, seitlich oder nach oben bohrt, sind schwerere oder leichtere Hämmer am Platz. Feste Kohle verlangt einen stark schlagenden Hammer, während splittrige bei einem schwächer, aber schneller schlagenden Hammer gut geht. Das Gewicht der Abbauhämmer (ohne Spitzeisen) liegt normalerweise zwischen 5 und 9 kg (für Sonderzwecke bis 20 kg),

---

[1] Über die Vorteile, das Anwendungsgebiet und den Betrieb der maschinellen Kohlengewinnung siehe Herbst: Z. V. d. I. 1925, S. 994. Ferner sei verwiesen auf Wemmer: Schrämmaschinenbetrieb mit Helaschrämstangen, Glückauf 1924, S. 255, in welchem Aufsatze auch über vergleichende Versuche zwischen Hakenpicken und Helapicken berichtet wird. Die Erfahrungen im Betriebe sind verschieden; je nach der Kohle werden hier die mehr aufbrechenden Hakenpicken, dort die mehr schneidenden Helapicken bevorzugt.

[2] Es sei auf Goetze: Druckluftbohrmaschinen und -hämmer im Bergbau und in den verwandten Betrieben, Z. V. d. I. 1922, S. 249 verwiesen.

die minutliche Schlagzahl zwischen 1000 und 2000, der stündliche Luftverbrauch bei 4 atü Betriebsdruck ist im Mittel etwa 50 m³ angesaugte Luft. Bedingung für gedeihliche Wirksamkeit des Abbauhammers ist, daß er gepflegt und überwacht und nach Instandsetzung geprüft wird. Das Spitzeisen besteht aus Kohlenstoffstahl, der beim Schmieden und Härten nur auf Kirschrotglut erhitzt werden darf.

Der Abbauhammer ist aus dem Niethammer entstanden, der mit einer Überwurffeder ausgerüstet wurde, um das Spitzeisen zu halten. Während beim Niethammer die Druckluft immer von Hand an- und abgestellt wird, ist bei den Abbauhämmern in zunehmendem Maße selbsttätige An- und Abstellung eingeführt worden. Es kommt nämlich beim Abbauhammer leichter zu Leerschlägen, und der leerschlagende Kolben zerstört den Hammer, wenn die Druckluft aus Unachtsamkeit nicht abgestellt wird. Die selbsttätige An- und Abstellung wirkt so, daß die Druckluft angestellt wird, indem man den Hammer gegen das widerstehende Pickeisen drückt; hört dessen Gegendruck auf, wird die Luft wieder abgestellt.

Die hohen Schlagzahlen der Abbauhämmer schließen eine mechanische, formschlüssige Steuerung aus. Man verwendet daher nur freigängige, kraftschlüssig bewegte Steuerungen, bei denen das Steuerorgan von der Luft entweder durch Entlastung oder durch Überdruck bewegt wird. Der Bauart nach unterscheidet man Ventil- und Schiebersteuerungen, der Wirkung nach entlüftende und Kompressionssteuerungen; in allen Fällen steuert der Kolben zu seinem Teile den Auslaß. Bei den einfachen Ventilsteuerungen, die auch Flattersteuerungen heißen, ist nur ein kugel-, walzen- oder scheibenförmiges Ventil vorhanden, das zwischen zwei Sitzen hin- und hergeworfen wird und umschichtig die eine und die andere Zylinderseite der Druckluft öffnet, die entgegengesetzte absperrt. Die Schiebersteuerungen, die auch Präzisionssteuerungen genannt werden, haben als Steuerorgan einen vollen Kolbenschieber oder einen Rohrschieber. Beim „Entlüftungshammer“ wird die beim Schlaghube vor dem Kolben befindliche Luft ins Freie geführt, wodurch man einen stärkeren Schlag erhält. Wird der Hammer nicht entlüftet, so wird beim Schlaghube die Luft vor dem Kolben komprimiert; infolgedes wird beim „Kompressionshammer“ der Schlag, der zum Teil durch die Luft aufgefangen wird, schwächer, die Schlagzahl höher. Die Hämmer mit Schiebersteuerung werden in der Regel mit Entlüftung ausgeführt, derart, daß die vordere Zylinderseite beim Schlaghube mit der Atmosphäre verbunden, beim Rückhube aber wieder von ihr abgesperrt wird. Bei den einfachen Ventilsteuerungen kann man auch entlüften, muß aber in Kauf nehmen, daß beim Rückhub Druckluft verloren geht, wenn man den Hammer beim Schlaghube entlüftet.

Zur Zeit besteht noch eine sehr große Mannigfaltigkeit[1] der Bauarten, von denen nur einige kennzeichnende besprochen seien. Abb. 464 zeigt einen kräftig schlagenden Abbauhammer mit entlüftender Rohrschiebersteuerung von G. Düsterloh, Sprockhövel, bei dem die Druckluft mittels Drückers am Handgriff an- und abgestellt wird. Weil der Kolben durch den Rohrschieber hindurchtritt, baut der Hammer verhältnismäßig kurz. Der Kolben a, der gerade geschlagen hat, wird von der durch die Löcher d, über die Einschnürung des Rohrschiebers und durch den Kanal e zuströmenden Druckluft zurückgetrieben, bis er mit seiner Vorderkante die Auspufflöcher c überfliegt. Dann wird der Rohrschieber b, dessen Einschnürung mit dem Freien in Verbindung gesetzt ist, und dessen Raum i innen mit dem Freien verbunden ist, durch den vom Kolben erzeugten Kompressionsdruck, der hinten auf eine größere Fläche wirkt als vorn, in die in der Nebenabbildung gezeichnete linke Endlage geworfen. Jetzt ist der Hammer umgesteuert, und die Frischluft strömt durch die Löcher f auf den Kolben und treibt ihn wieder vor, wobei die Luft vor dem Kolben durch den Kanal e und über die Einschnürung des Rohrschiebers hinweg durch die Kanäle g ins Freie entweicht. Überfliegt dann der

[1] Es sei verwiesen auf Grahn: Abbauhämmer, Glückauf 1924, S. 683 und Glückauf 1925, S. 8, ferner auf die Dissertation Elster: Die Steuerungen von Abbauhämmern, Aachen 1925, in der die vorhandenen Bauarten erschöpfend dargestellt und gewürdigt werden.

Schlagkolben mit seiner rechten Kante die Auspufflöcher *c*, so verpufft der Druck im Zylinder, so daß die durch die Löcher *d* zutretende Druckluft den Schieber wieder nach rechts wirft. Abb. 465 zeigt einen schnell schlagenden Abbauhammer von Hausherr, Hinselmann & Co., Essen, einen Kompressionshammer mit Ventilsteuerung ohne Entlüftung, der mit selbsttätiger An- und Abstellung der Druckluft ausgerüstet ist. Wie es die Nebenabbildung zeigt, öffnet und deckt das hohle, walzenförmige Ventil *c* abwechselnd die zur vorderen und hinteren Zylinderseite führenden Kanäle. Um die

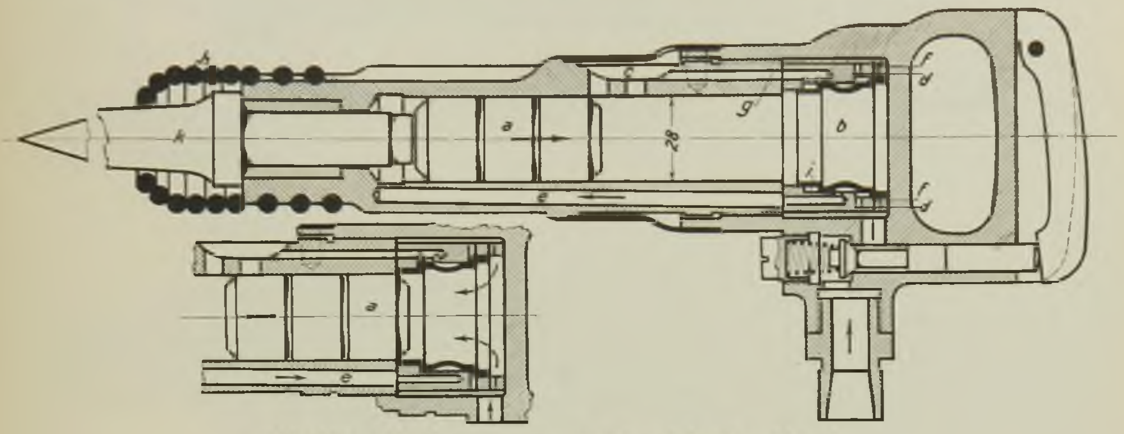


Abb. 464. Abbauhammer von G. Düsterloh, Sprockhövel.

Druckluft anzustellen, muß man den Hammer gegen das widerstehende Spitzeisen *d* drücken, dessen Bund die Anlaßnadel *b* zurückschiebt und das Drucklufteinlaßventil öffnet; hört der Gegendruck des Spitzeisens auf, so wird die Anlaßnadel nebst Einlaßventil durch die zum Zylinder strömende Druckluft wieder vorgeschoben, wodurch der

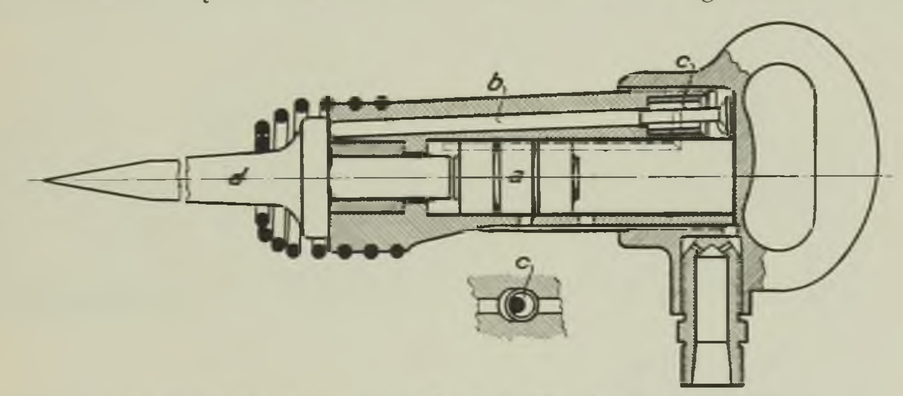


Abb. 465. Abbauhammer von Hausherr, Hinselmann & Co., Essen.

Zylinder abgesperrt wird. Von derselben Firma werden auch schwerere, stark schlagende Hämmer mit entlüftender Rohrschiebersteuerung gebaut, die ebenfalls mit Anlaßnadeln ausgerüstet sind. Abb. 466 veranschaulicht einen Abbauhammer der Flottmann A.-G., Herne, mit Kugelsteuerung und selbsttätiger An- und Abstellung der Druckluft. *a* ist der Schlagkolben, der bei *b* eingeschnürt ist, *c* ist die steuernde Kugel, *d* ist ein beweglicher, den Hammergriff überragender Griff, der zur selbsttätigen An- und Abstellung der Druckluft dient. Erst wenn man durch den Griff *d* den Hammer und das Spitzeisen gegen die Kohle drückt, wird das Einlaßventil *e* geöffnet, das sich wieder schließt, wenn der Anpreßdruck aufhört Die Löcher *h* führen ins Freie. Loch *k* entlüftet den Zylinder beim Schlaghube, Loch *l* beim Rückhube, indem Kanal *g* durch die Löcher *i*, gegebenenfalls über die Kolbeneinschnürung *b* mit den Auspufflöchern *h* verbunden wird.

Die neueste Form des Flottmann-Abbauhammers, den Hochleistungsabbauhammer mit Doppelkugelsteuerung zeigt Abb. 467. Die Arbeitsweise der Steuerung entspricht im Prinzip der in Abb. 466 dargestellten Einkugelsteuerung. Die Parallelschaltung zweier Kugeln gestattet bei Anwendung kleinerer Kugeln eine reichlichere Bemessung

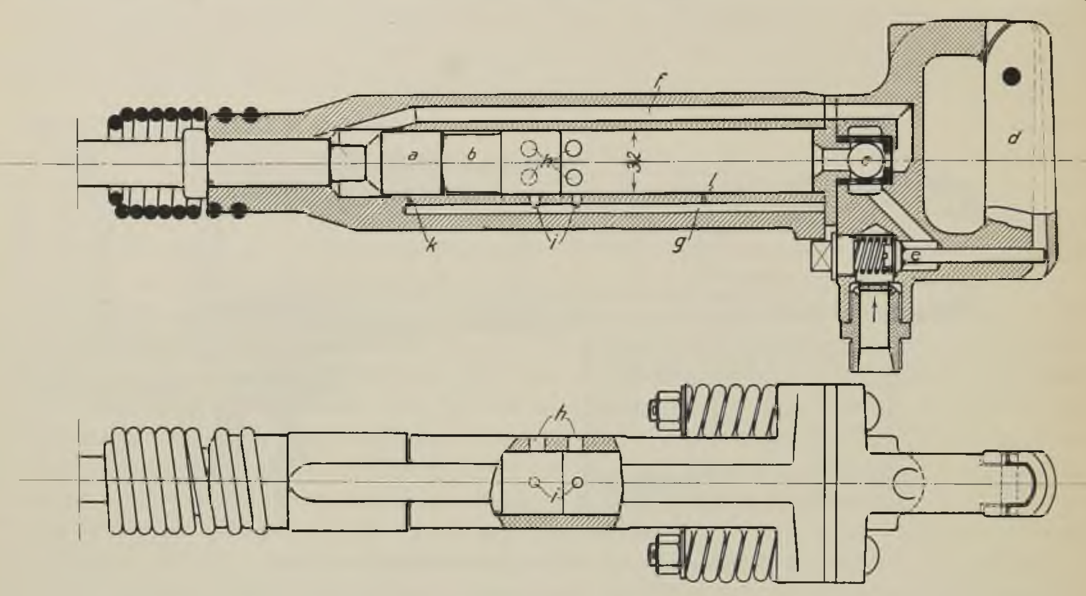


Abb. 466. Abbauhammer der Flottmann A.-G.

der Luftwege, wodurch schädlicher Druckabfall vermieden und die Schlagstärke erhöht wird. Ferner ist wegen der geringeren Masse der kleinen Kugeln die Umsteuerzeit kürzer als bei einer großen Kugel. Eine weitere Neuerung stellt die selbsttätige An- und Ab-

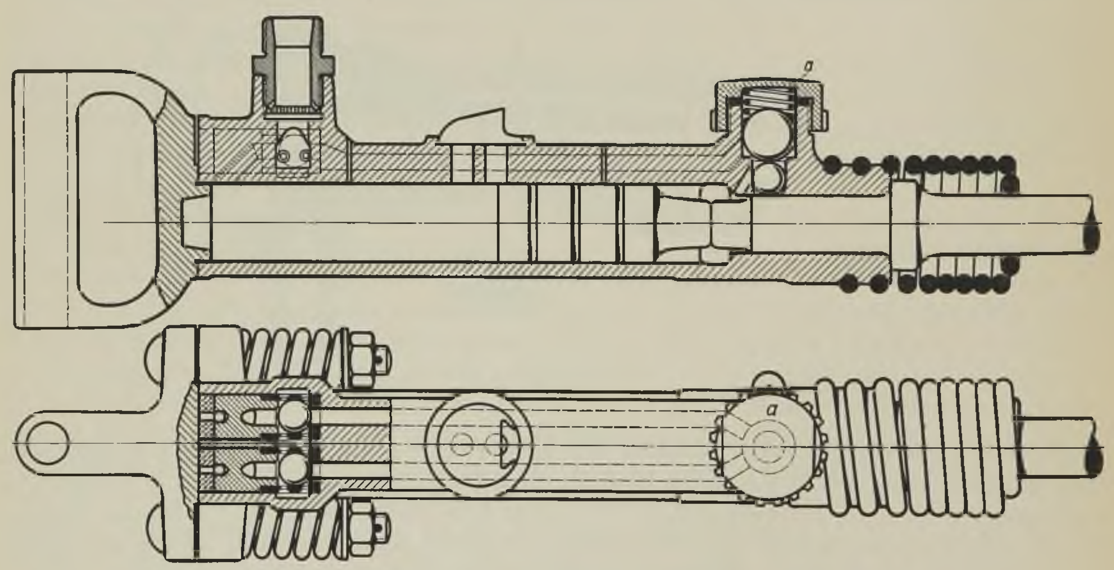


Abb. 467. Abbauhammer mit Doppelkugelsteuerung der Flottmann A.-G.

stellvorrichtung *a* dar, die durch das Spitzeisen betätigt wird. Das bei Stillstand vorgeschobene Einsteckende treibt beim Andrücken des Hammers mit seinem konischen Ende die kleine, und mit ihr auch die große, als Ventil dienende Kugel in die gezeichnete Lage. Hierdurch wird der Raum unter dem Kolben mit dem von der Zwillingssteuerung kommenden Kanalpaar verbunden, worauf der Hammer zu arbeiten beginnt.

Von den vielen anderen Abbauhämmern seien die Hämmer der Demag erwähnt, die selbsttätig mittels wandernder Meißelbüchse an- und abgestellt werden, ferner die Hämmer der Fried. Krupp A.-G., die einen federbelasteten Handgriff haben, der hineingedrückt werden muß, um die Druckluft anzustellen, und der, von der Feder zurückgetrieben, die Druckluft selbsttätig abstellt, die ähnlich an- und abstellenden Hämmer von Klerner, Gelsenkirchen, mit gelenkig eingesetztem Griff und die Hämmer der Maschinenfabrik Moenninghoff, Bochum. Wegen der von Stephan, Fröhlich & Klüpfel ausgeführten Abbauhämmer mit „klebendem" Schlage siehe „Glückauf" 1925, S. 959.

b) Bohrhämmer. Die Bohrhämmer haben sich wegen ihrer bequemen Handhabung und günstigen Arbeitsweise ein großes Anwendungsgebiet erobert, und haben im Bergbau, wie es einleitend gesagt war, die Stoßbohrmaschine verdrängt. Für schwerere Arbeiten hat man anstatt des von Hand geführten Bohrhammers Hammerbohrmaschinen,

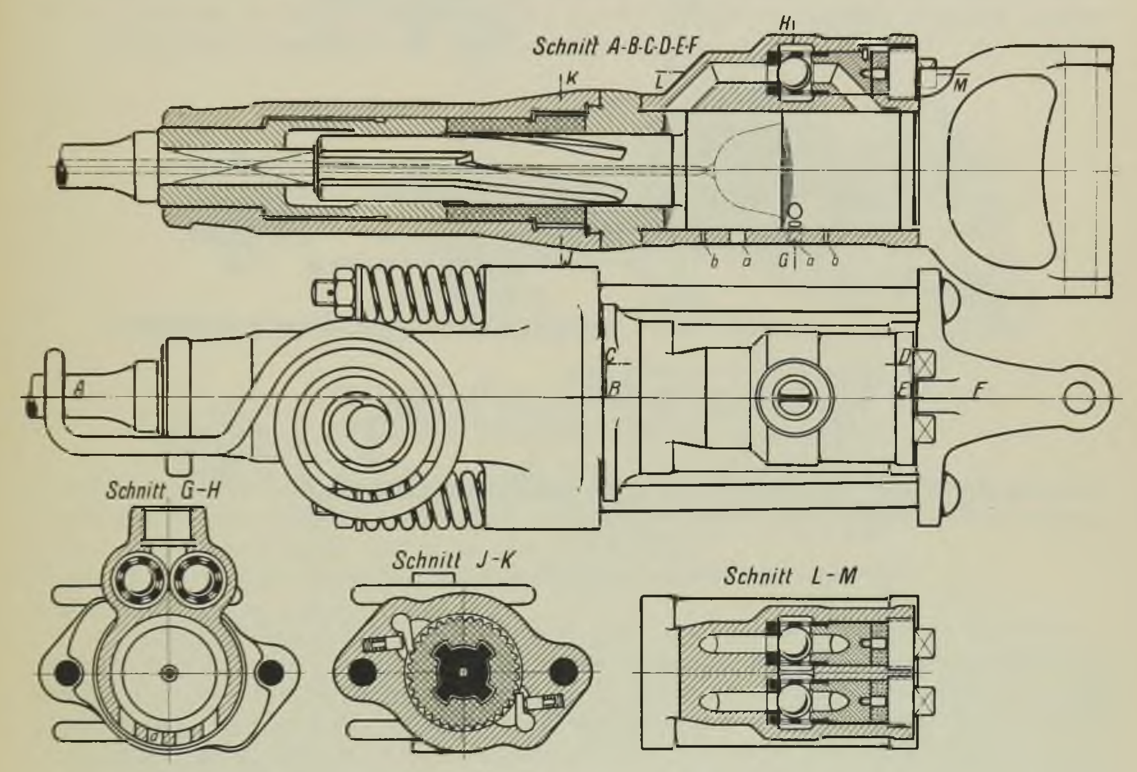


Abb. 468. Bohrhammer der Flottmann A.-G.

bei denen der Hammer in einem Vorschubschlitten geführt wird, der an einer leichten Spannsäule befestigt ist. Der Bohrer, der mit dem Gestein ständig in Berührung bleibt, wird vom vorfliegenden Kolben geschlagen, vom rückfliegenden umgesetzt. Wegen des erforderlichen Umsetzungsgetriebes ist der Bohrhammer schwerer als der Abbauhammer. Bohrhämmer mittlerer Größe haben 55 mm Zylinderdurchmesser, wiegen 12 bis 18 kg, machen minutlich etwa 1500 Schläge und brauchen stündlich etwa 80 bis 100 m³ angesaugte Luft. Zur Steuerung dienen hauptsächlich die sogenannten Flattersteuerungen: Kugel-, Linsen- und Klappensteuerungen. Den Auspuff steuert zu seinem Teile der Kolben des Hammers.

Der erste Bohrhammer (1905) war der Flottmannsche Bohrhammer mit Kugelsteuerung. Ihm sind eine große Anzahl anderer Bauarten gefolgt, auf die hier einzugehen nicht möglich ist. Das Wesen des Bohrhammers sei an Hand der Abb. 468 dargelegt, die den Bohrhammer von Flottmann in seiner heutigen Gestalt veranschaulicht. Der Hammer

wird durch dieselbe Doppelkugelsteuerung wie der in Abb. 467 dargestellte Abbauhammer gesteuert. Die als Drallspindel ausgeführte Kolbenstange schlägt auf den Bohrer und nimmt beim Umsetzen mit ihrem vorderen Teile die Bohrerhülse mit, in der das rechtkantige Bohrereinsteckende geführt wird. Bei der dargestellten Ausführung sind der Bohrer und der Kolben nebst Kolbenstange hohl, so daß dauernd Druckluft zur Bohrerschneide strömt und den Bohrstaub fortbläst. Die Umsetzeinrichtung ist aus dem Schnitt JK ersichtlich. Beim Schlaghube dreht der Kolben die Drallmutter, beim Rückhube wird aber die Drallmutter gesperrt, so daß sich der Kolben dreht, die Bohrerhülse mitnimmt und den Bohrer umsetzt.

In der gezeichneten Stellung hat der Kolben gerade das hintere der beiden Auspufflöcher a überflogen, so daß die hintere Zylinderseite entlastet wird. Zugleich hat der Kolben den Entlüftungsschlitz b überlaufen und treibt durch die vor ihm entstehende Kompression die Steuerkugeln in die entgegengesetzte Lage (in der Abbildung nach rechts). Dadurch strömt dem Kolben frische Luft entgegen, so daß er, nachdem er geschlagen hat, umkehrt, bis sich auf der anderen Seite das Steuerspiel wiederholt.

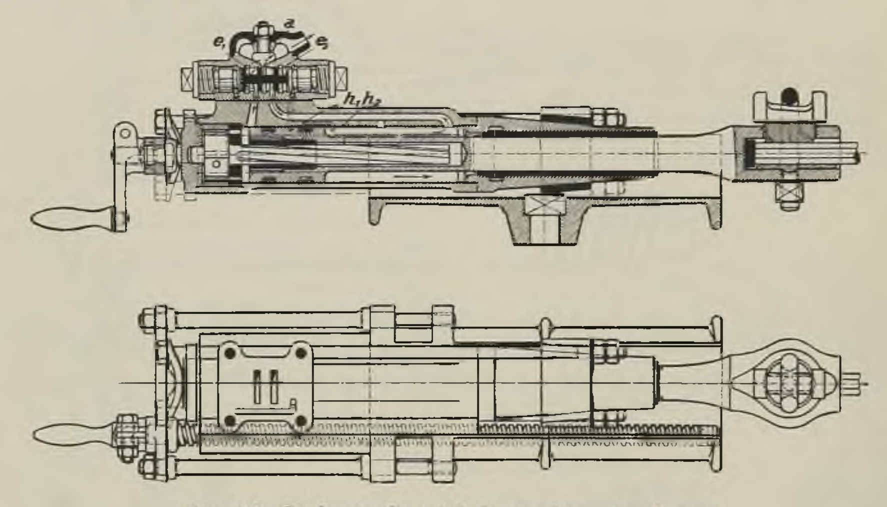


Abb. 469. Stoßende Gesteinbohrmaschine der Demag.

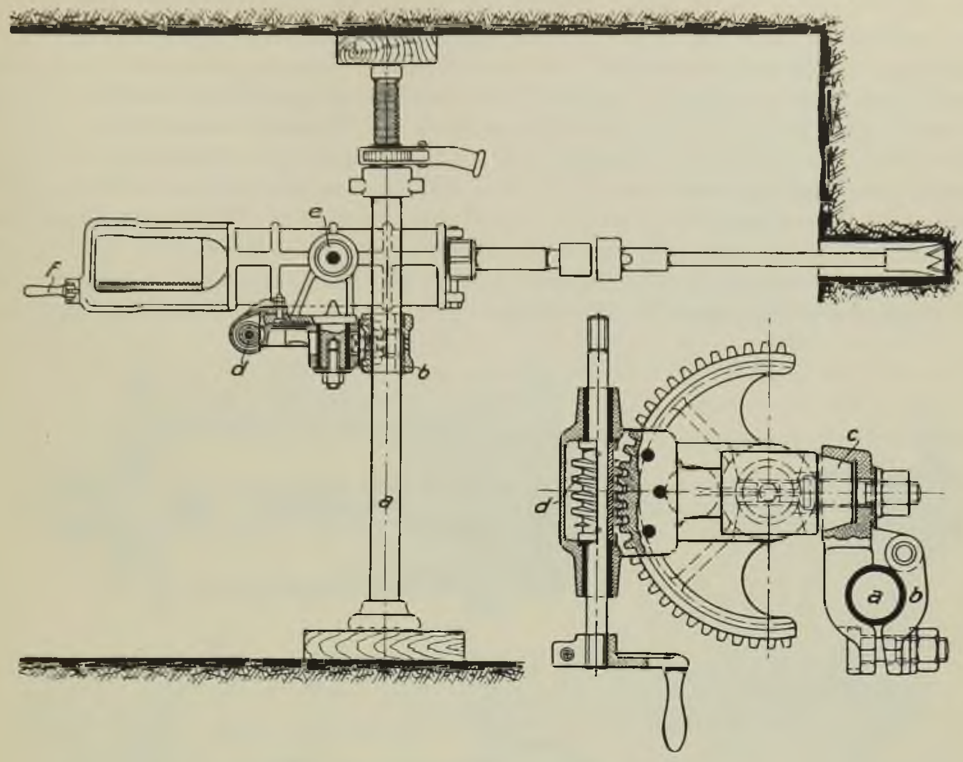
c) Stoßende Bohrmaschinen und Schrämmaschinen[1]. Die stoßenden Gesteinbohrmaschinen sind schwere, langhubige Maschinen, die an einer kräftigen Spannsäule so angeordnet sind, daß man den in einem Schlitten geführten Zylinder in beliebiger Richtung mittels Kurbel und Schraubenspindel vorschieben kann. Der in die Kolbenstange eingesetzte Bohrer wird hin- und hergetrieben und beim Rückzuge umgesetzt. Wegen der größeren bewegten Massen und des längeren Hubes schlagen diese Bohrmaschinen viel langsamer als die Hämmer; im Mittel ist die minutliche Schlagzahl nur 400. Der stündliche Luftverbrauch ist im Mittel etwa 150 bis 180 m^3 angesaugter Luft. Abb. 469[2] zeigt als Beispiel die Stoßbohrmaschine der Demag. Die Kanäle e_1 und e_2 dienen zum Einlaß, Kanal a zum Auslaß der Druckluft. Zur Steuerung dient ein Kolbenschieber mit 3 Bunden, der im Verein mit den vom Kolben gesteuerten Hilfskanälen h_1 und h_2 wirkt.

Es war gesagt, daß die Stoßbohrmaschinen im Bergbau heute hauptsächlich zum stoßenden Schrämen verwendet werden. Abb. 470 zeigt eine stoßende Schrämmaschine der Demag. Die Bohrmaschine ist an der Spannsäule a mittels Klemm-

[1] Es ist auf Heise-Herbst, 1. Bd. zu verweisen, ferner auf Herbst: Die Gesteinbohrmaschinen und ihre neuere Entwicklung, Z. V. d. I. 1910, S. 297, in welchem Aufsatz die gerade auf der Höhe stehende Entwicklung der Gesteinbohrmaschinen sehr eingehend dargestellt und gewürdigt ist.

[2] Die Abb. 469 ist dem eingangs genannten Aufsatze von Goetze entnommen, dem auch Genaueres über die Wirkungsweise der Steuerung zu entnehmen ist.

scharniers b und Pfanne c so angeordnet, daß sie in beliebiger Höhenlage unter beliebigem Winkel mittels Schneckengetriebes d geschwenkt werden kann. Kleinere Maschinen



470. Stoßende Säulenschrämmaschine der Demag.

erhalten an Stelle des Schneckenschwenkgetriebes einen Schwenkhebel. Diese stoßenden Schrämmaschinen werden zum Abbau, vor allem aber beim Vortrieb von Kohlenstrecken, Aufhauen usw. verwendet und sind auch in härtester Kohle gut brauchbar, wo die schneidenden Stangen- und Kettenschrämmaschinen versagen.

d) Drehende Bohrmaschinen. Elektrisch angetriebene drehende Bohrmaschinen sind im Bergbau weit verbreitet. In den letzten Jahren hat im Steinkohlenbergbau die Drehbohrmaschine mit Druckluftantrieb ausgedehnte Anwendung zum Bohren der Sprenglöcher in der Kohle gefunden. Bei Verwendung des Drehkolbenmotors erhält man eine bequem von Hand zu führende, gedrungene und leistungsfähige Bauart. Abb. 471 zeigt als Beispiel die Drehbohrmaschine der Demag; a ist der Drehkolbenmotor, welcher die Bohrerhülse b durch mehrfache Stirnräderübersetzung antreibt. Die Leistungen der Drehbohrmaschinen sind ausgezeichnet.

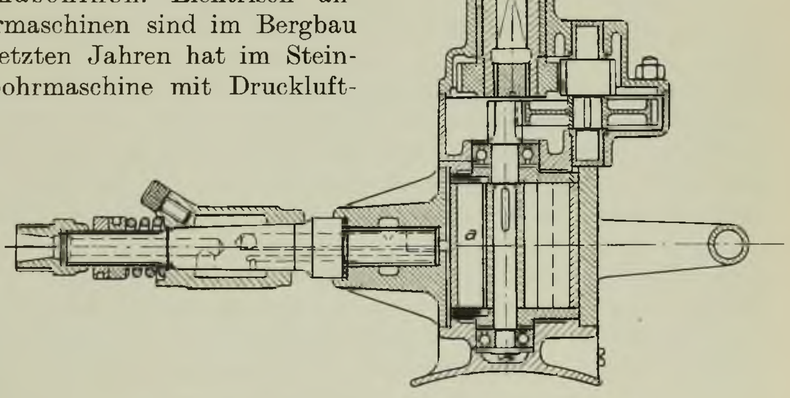


Abb. 471. Druckluftdrehbohrmaschine der Demag.

227. Schüttelrutschenantriebe. Wenn auch ansteigende Förderung möglich ist, so stellt im allgemeinen söhlige Förderung den einen Grenzfall, unter 20 bis 24° fallende

Förderung den anderen Grenzfall dar. Bei dem in der Förderrichtung erfolgenden Hingange wird die Rinne nebst dem Fördergut beschleunigt, bis sie gegen einen beim elektrischen Antrieb durch eine Pufferfeder, beim Druckluftantriebe durch ein Luftpolster gebildeten Anschlag stößt und so stark gehemmt wird, daß das Fördergut die Reibung an der Rinne überwindet und in der Förderrichtung vorrutscht, während die Rinne umkehrt und zurückgeht. Die der Rinne beim Hingang zu erteilende Beschleunigung darf nur so groß sein, daß die Haftreibung zwischen Fördergut und Rinne nicht überwunden wird. Ist die Haftreibungszahl μ, so ist bei söhliger Förderung an das G kg wiegende Fördergut höchstens die Kraft $P = \mu G$ übertragbar, und es wird die größte erreichbare Beschleunigung $b = \mu \cdot g$ m/s², z. B. für $\mu = 0{,}4 \approx 4$ m/s². Wird die Rinne bei der Geschwindigkeit v m/s gestoppt, so rutscht das Fördergut um das Stück $s = v^2 : 2\mu g$ Meter vor, wobei die aufgenommene Wucht durch die Reibungsarbeit aufgezehrt wird[1]. Beim Beginn des Rutschens ist die Haftreibung, während des Rutschens die kleinere

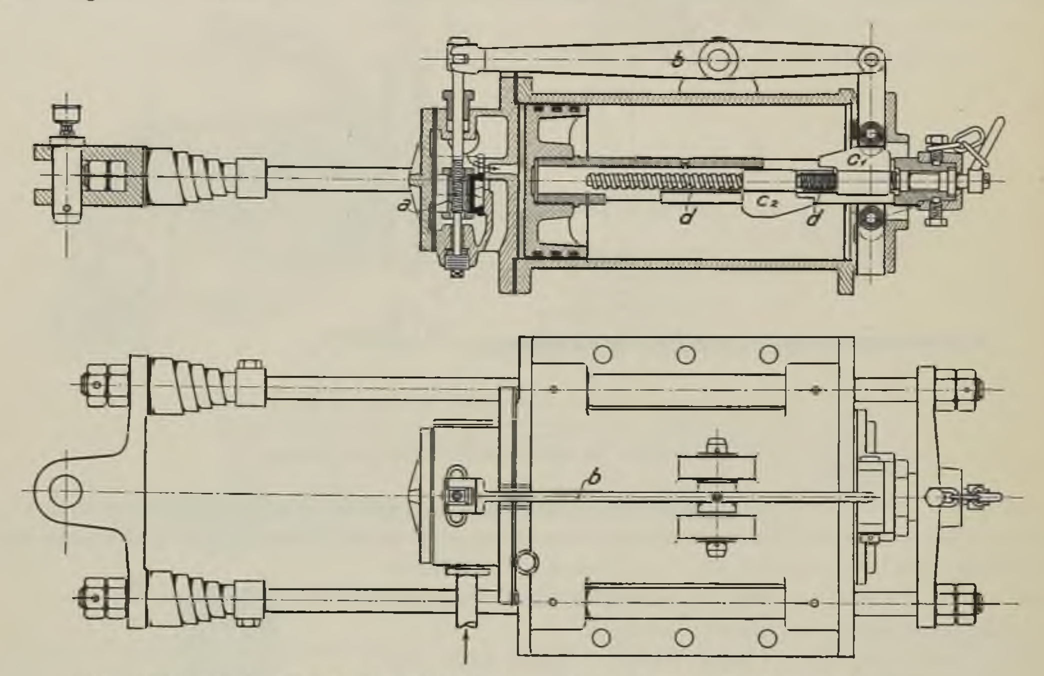


Abb. 472. Einfachwirkender Schüttelrutschenmotor von Gebr. Eickhoff, Bochum.

Gleitreibung zu überwinden; dem entsprechend ist μ einzusetzen. Bei fallender Förderung lastet das Fördergut mit geringerem Drucke auf der Bahn, und die in der Förderrichtung wirkende Komponente seines Gewichtes tritt treibend hinzu, so daß das Fördergut leichter und weiter rutscht. Infolgedessen braucht die Rinne bei derselben Förderleistung um so kleineren Hub, je stärker die Förderung fällt.

Man hat einfach- und doppeltwirkende Druckluftantriebe für Schüttelrutschen. Bei fallender, über 8° geneigter Förderung braucht der einfachwirkende Motor die Rinne nur im Einfallen zurückzuziehen, worauf sie durch die Schwerkraft getrieben vorgeht, bis sie wieder vom Motor aufgefangen und zurückgetrieben wird. Um auch bei söhliger oder schwach fallender Förderung mit einfachwirkendem Motor zu fördern,

[1] Es ergibt sich für söhlige Förderung aus Kraft gleich Beschleunigung mal Masse, d. h. aus $P = bm$ die Beziehung: $\mu G = \frac{b \cdot G}{g}$ oder $b = \mu g$ und aus Wucht gleich Reibung mal Reibungsweg, d. h. aus $\frac{G v^2}{2g} = \mu G \cdot s$ die Beziehung $s = \frac{v^2}{2 \mu g}$. Für Kohlen ist die Haftreibungszahl $\mu = 0{,}3$ bis $0{,}4$; die Gleitreibungszahl ist kleiner. Die Beschleunigung b geht meist nur bis 2 m/s². Die Endgeschwindigkeit v der Rutsche ist vielfach etwa 1 m/s.

wird die Rinne so an Ketten aufgehängt oder so auf einer Rollbahn geführt, daß sie beim Rückgange hochgezogen wird, damit sie von der Schwerkraft getrieben wieder vorfällt. Oder man verbindet das Ende der Rinne, an dem der Motor nicht angreift, mit einem Gegenzylinder, dessen eine Seite dauernd unter Druckluft steht, oder der als Gegenmotor gesteuert wird. Der Kolben des Gegenzylinders, der beim Rückgange der Rinne gegen den Druck der Luft herausgezogen wird, treibt die Rinne beim Hingange. Der bedeutsame Vorteil des einfachwirkenden Antriebes ist, daß die Rinne nebst ihren Verbindungen nur in einer Richtung beansprucht wird. Der doppeltwirkende Motor hat zwei einfachwirkende Kolben von verschiedenem Durchmesser: der große treibt die Rinne zurück, der kleine treibt sie vor, bis sie wieder vom großen Kolben aufgefangen und zurückgetrieben wird; dabei wird die Rinne auf Zug und Druck beansprucht. Bei stärker fallender Förderung hört praktisch der Unterschied zwischen einfach- und doppeltwirkendem Antriebe auf, indem man die zum kleinen Kolben tretende Druckluft so stark drosselt, daß der kleine Kolben sehr wenig wirkt. Wegen der Aufstellung und Anwendung der Schüttelrutschen im Bergbau vgl. Heise-Herbst, 2. Band.

Die Abb. 472 zeigt den einfachwirkenden Rutschenmotor von Gebr. Eickhoff, Bochum. Der Kolben greift mittels hohler Kolbenstange an der hinteren Brücke an, die

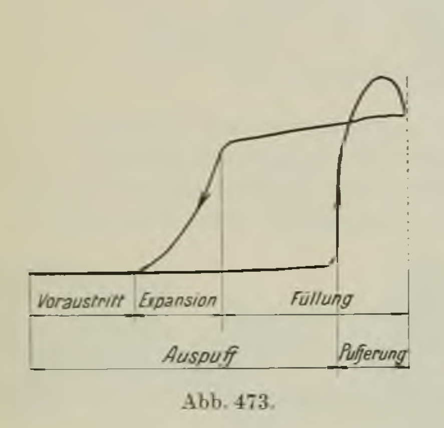


Abb. 473.

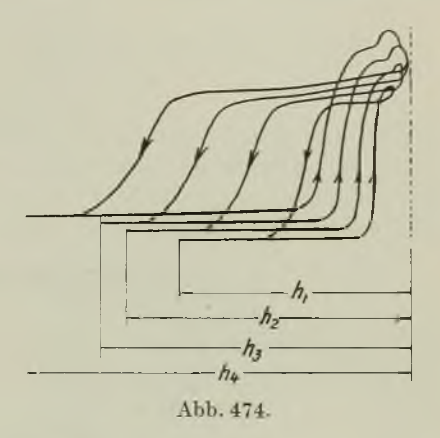


Abb. 474.

mit der an der Rutsche angreifenden vorderen Brücke durch Umführungsstangen verbunden ist. Die Druckluft wird zwangläufig durch den Muschelschieber a gesteuert, der durch den Hebel b mittels der Nocken c_1 und c_2 bewegt wird, die als Wandermuttern auf der in der hohlen Kolbenstange gelagerten Schraubenspindel d sitzen. In der gezeichneten Stellung ist der Schieber a durch den Nocken c_1 gerade auf Einlaß gestellt worden, so daß der Kolben, der auf die ihm entgegenströmende Druckluft stößt, die Rutsche abfängt und zurücktreibt, bis der Nocken c_2 den Schieber a auf Auslaß einstellt, worauf die Rutsche ausschwingt und wieder zurückfällt. Der Rutschenhub ist kleiner und größer einstellbar, indem man die mit Differentialgewinde versehene Spindel d dreht, wodurch die Nocken c_1 und c_2 einander genähert oder voneinander entfernt werden. Abb. 473 zeigt das Diagramm des Motors, dessen Verlauf sich je nach der eingestellten Hubgröße gemäß Abb. 474 ändert; je kleiner der Hub, um so kleinere Voreinströmung wird eingestellt, um möglichst wenig Luft zu brauchen. Der Motor, der bis zu 450 mm Durchm. ausgeführt wird, wirkt entweder mit der Eickhoffschen Rollenrutsche oder der Eickhoffschen Kugelrutsche zusammen. Die Rollenrutsche hat eine gekrümmte Laufbahn, die erst schwächer, dann stärker ansteigt. Bei söhliger Förderung und langem Rutschenhub rollt die Rutsche über die ganze Laufbahn und wird kräftig emporgehoben, bei fallender Förderung und kurzem Rutschenhube läuft sie nur auf dem ersten Teile der Laufbahn und wird nur wenig über das Einfallen emporgehoben. Die Kugelrutsche läuft parallel zum Einfallen, so daß bei söhliger und bis etwa 8° abfallender Förderung ein Gegenzylinder anzuordnen ist. Genügt bei großen Anforderungen der Gegenzylinder

nicht mehr, so verwendet man gesteuerte Gegenzylinder, die sogenannten Gegenmotoren.

Gebr. Eickhoff, Bochum, bauen einen Gegenmotor, der sich nur durch den Einlaßnocken (c_1 in Abb. 472) von einem kleinen einfachwirkenden Rutschenmotor nach Abb. 472 unterscheidet. Vorhandene Motoren können durch einfachen Austausch dieses Nockens in Gegenmotoren umgeändert werden.

Bei dem in Abb. 475 dargestellten Gegenmotor der Bohrmaschinenfabrik Glückauf (Gelsenkirchen), Bauart Klerner, wird die Steuerung nicht mechanisch sondern von

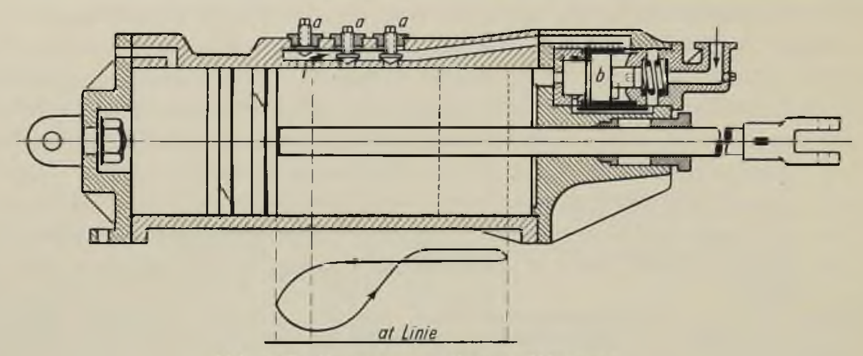


Abb. 475. Gegenmotor Bauart Klerner.

einem freifliegenden Steuerkolben *b* betätigt, der einerseits von der Frischluft, andererseits von der Kompressionsluft beaufschlagt wird. Der Kompressionsdruck treibt den Kolben *b* nach rechts und öffnet damit den Eintritt für die Arbeitsluft. Der Hub des Arbeitskolbens wird durch die Steuerschrauben *a* eingestellt. Beim Überschleifen des

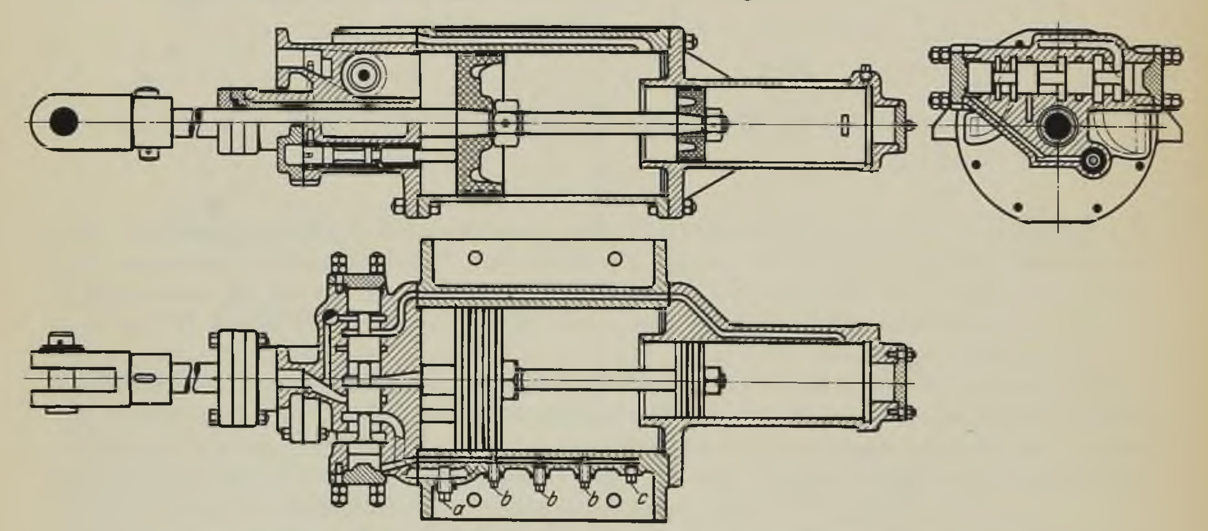


Abb. 476. Doppeltwirkender Schüttelrutschenmotor der Flottmann A.-G., Herne.

Kolbens über die Steueröffnung tritt die Druckluft aus dem Zylinder auf die rechte Seite des Steuerkolbens und treibt ihn nach links, damit die Luftzufuhr absperrend. Dann wird der Arbeitskolben von der Rutsche zurückgezogen. Den Druckverlauf im Zylinder veranschaulicht das Diagramm.

Abb. 476 zeigt als Beispiel eines doppeltwirkenden Rutschenmotors den Flottmannschen Rutschenmotor, der bis 400 mm Durchmesser gebaut wird. Der große Kolben fängt die Rutsche auf und zieht sie zurück. Der kleine Kolben treibt die Rutsche vor. Der Raum zwischen den beiden Kolben steht mit der Atmosphäre in Verbindung. Die Druckluft wird durch einen Kolbenschieber gesteuert. Bewegt sich der Kolben aus der

gezeichneten Stellung weiter nach links, so treibt er einen ständig mit Druckluft beaufschlagten Hilfssteuerschieber (aus Aufriß und Seitenriß ersichtlich) vor sich her, welcher dann die Druckluft zum Hauptsteuerschieber leitet. Hierdurch wird dieser in die der gezeichneten Stellung entgegengesetzte Endlage getrieben. Die Druckluft kann dann vom Eintrittstutzen in den Hauptarbeitszylinder gelangen; infolgedessen bewegt sich der große Arbeitskolben nach rechts und der Hilfsschieber geht in seine alte Endlage, also ebenfalls nach rechts, zurück. Die Hubeinstellung wird mit den in der Zylinderwand befindlichen 3 Schraubventilen *b* bewirkt, von denen immer nur eines geöffnet sein darf. Das geöffnete Ventil bestimmt die Hublänge, in der Abbildung z. B. das mittlere Ventil. Überläuft der große Arbeitskolben diese Ventilöffnung, so gelangt die Luft aus dem Zylinder durch den in der Zylinderwand gelegenen Kanal hinter den Hauptsteuerschieber und bringt ihn aus der zuletzt gehabten Lage wieder in die in der Abbildung gezeichnete Stellung zurück. Damit wird der Druckluft der Weg zum kleinen

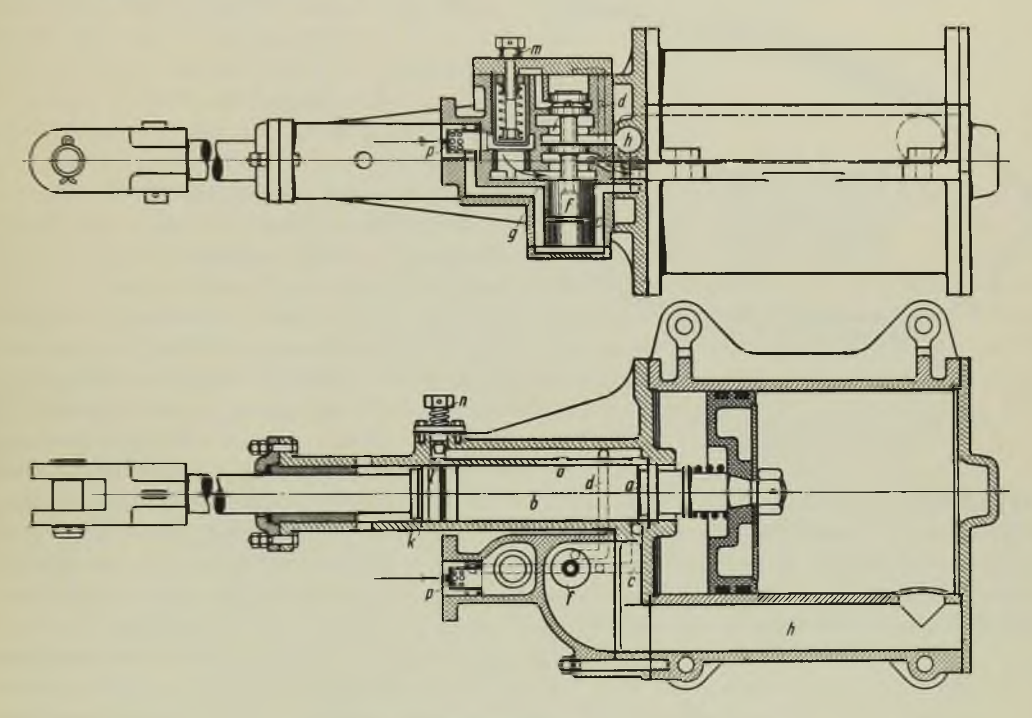


Abb. 477. Schüttelrutschenmotor der Demag.

Arbeitskolben freigegeben, der die Rutsche vortreibt. Der Luftzutritt zu dem kleinen Kolben kann durch einen Absperrhahn gedrosselt oder ganz geschlossen werden, worauf der Motor nur noch einfach wirkt. Die beim Vorgehen vor dem großen Kolben entstehende Kompression ist durch die Ventilschraube *a* regelbar, mit welcher sich die Auspuffleitung mehr oder weniger drosseln läßt. Will man bei Störungen oder Reparaturen einen langsamen Einzelhub ausführen, so entfernt man den Stopfen *c* und schließt alle Hubverstellschrauben, um die Umsteuerung zu verhindern. Wird dann das Einlaßventil geöffnet, so bewegt sich der Kolben nach rechts. Die Rückbewegung erhält man beliebig langsam, indem man das Einlaßventil mehr oder weniger schließt.

Die Deutsche Maschinenfabrik-A.-G., Duisburg, baut den in Abb. 477 dargestellten Schüttelrutschenmotor, der sich durch selbsttätige Anpassung der Druckluftfüllung an die Belastung auszeichnet. Die Abdichtung der Kolbenstange erfolgt durch Kolbenringe, die in einer die Kolbenstange mit Spiel umhüllenden Steuerhülse *b* angeordnet sind. Diese Steuerhülse dient zur Steuerung des Steuerkolbens und des Expansionsventils und gleichzeitig als Differentialkolben für die Doppeltwirkung. Die

Wirkungsweise des Motors ist aus der Abbildung ersichtlich. In der gezeichneten Stellung ist der Arbeitskolben kurz vor dem Hubende angekommen. Der Ringkanal *a* der Steuerhülse *b* verbindet durch die sich gegenüberliegenden Kanäle *c* und *d* die ständig von Frischluft beaufschlagte kleine Stirnfläche (unten) des Steuerkolbens *f* mit dessen großer Stirnfläche (oben). Dadurch bewegt sich der Steuerkolben in die untere Endstellung, wobei er den Kanal *g* öffnet, so daß die Druckluft nach der vorderen, linken Seite des Arbeitskolbens strömen kann. Der Arbeitskolben wird also vor Erreichung der Endlage scharf gebremst und dann mit der angeschlossenen Rutsche kräftig nach rechts getrieben. Dabei ist die rechte Seite des Arbeitskolbens durch den Steuerkolben *f* über *h* und *i* mit der Außenluft verbunden; es erfolgt der Auspuff. Überläuft die Steuerhülse *b* mit der Kante *k* den Kanal *l*, so steht der Raum über der oberen, größeren Stirnfläche des Steuerkolbens *f* über *d* und *l* mit der Außenluft in Verbindung, und der entlastete Steuerkolben geht in die obere Endlage. Durch den Kanal *h* strömt dann die Luft bis zum Druckausgleich von der linken Kolbenseite auf die rechte, wodurch der Kolben mit anhängender Rutsche erst verzögert und dann in der Förderrichtung beschleunigt wird, weil die wirksame Kolbenfläche links um die entlastete Steuerschieberfläche kleiner ist als rechts. Diese Bewegung erfolgt solange, bis der Ringkanal *a* wieder die Kanäle *c* und *d* verbindet, womit das neue Arbeitsspiel beginnt. Die Hubverstellung wird durch die Knebelschraube *n* bewirkt. Gibt die Schraube *n* den Kanal *l* völlig frei, so erhält man den kleinsten Hub; ist der Kanal ganz geschlossen, so wird der größte Hub durch die Öffnung *o* bestimmt. Alle Zwischenstufen werden durch mehr oder weniger starkes Drosseln von *l* eingestellt. Die Anpassung der Füllung an die Belastung geschieht durch das Expansionsventil *m*, welches im Zusammenhang mit der Staubüchse *p* in der Einlaßleitung arbeitet. Je geringer die Rutschenbelastung ist, um so größer wird die Kolbengeschwindigkeit und damit auch die Luftgeschwindigkeit, woraus sich infolge der Staubüchse *p* eine Druckverminderung unter dem Ventil *m* ergibt, welches sich dadurch schneller schließen kann als bei langsamem Gang. Als andere doppeltwirkende Bauart mit selbsttätiger Anpassung der Druckluftfüllung an die schwankende Belastung sei noch der Motor von Klerner, Gelsenkirchen, genannt.

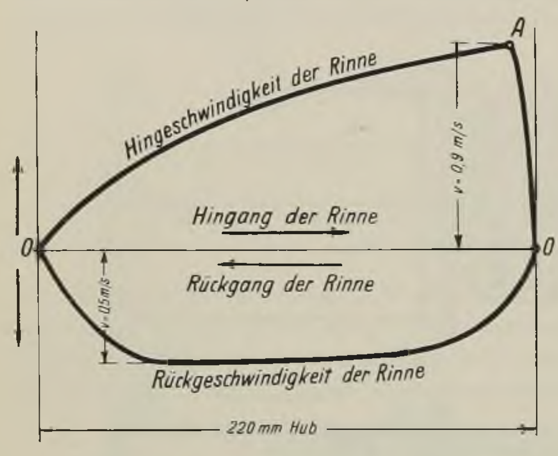


Abb. 478. Geschwindigkeitsverhältnisse einer Schüttelrutsche.

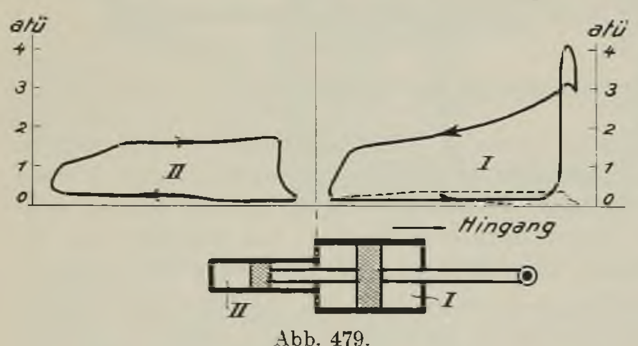


Abb. 479.

In der Abb. 478 (Flottmann) sind die Geschwindigkeitsverhältnisse einer 80 m langen, 3,4 t wiegenden mit 2,8 t beladenen, unter 8⁰ Einfallen fördernden Rinne dargestellt, die durch einen doppeltwirkenden Motor von 350/150 mm Zylinderdurchmesser angetrieben wird und minutlich 52 Förderhübe macht. Abb. 479 zeigt die Indikatordiagramme der beiden Zylinder; in das Diagramm des großen Zylinders ist, auf dieselbe Kolbenfläche bezogen, das Diagramm des kleinen Zylinders eingetragen. Beim Hingange wird die Rinne durch die Schwerkraft und den kleinen Kolben des Motors beschleunigt, bis (bei *A*) die Beschleunigung aufhört und in so starke Verzögerung übergeht, daß das Fördergut auf

der Rinne zu rutschen beginnt. Dann kehrt die Rinne um; ihre Geschwindigkeit beim Rückgange ist unterhalb der Nullinie aufgetragen.

Die Schüttelrutschenförderung hat im Bergbau einen außerordentlichen Umfang angenommen. Im Kalibergbau werden größere Rutschen als im Kohlenbergbau angewendet. Die Betriebsverhältnisse sind außerordentlich verschieden. Im Steinkohlenbergbau fördern die am schärfsten angestrengten Rutschen 40 bis 50 t stündlich, während schwach beschäftigte, aussetzend arbeitende Rinnen nur 5 bis 10 t stündlich fördern. Auch der Luftverbrauch schwankt sehr; als erste Annahme lege man 10 m³ angesaugte Luft für 1 t geförderte Kohle zugrunde. Über die verschiedenen Möglichkeiten, wie der Motor an der Rutsche angreift, ist folgendes zu sagen: Liegt der Motor unter oder vor Kopf der Rutsche, läßt man ihn unmittelbar angreifen; liegt er neben der Rutsche, wählt man in der Regel Hebelübertragung. Nicht selten wird der Motor auch rechtwinklig zur Rutsche in einem Blindort aufgestellt und treibt die Rutsche mittels Winkelhebels oder über einen Lenksektor.

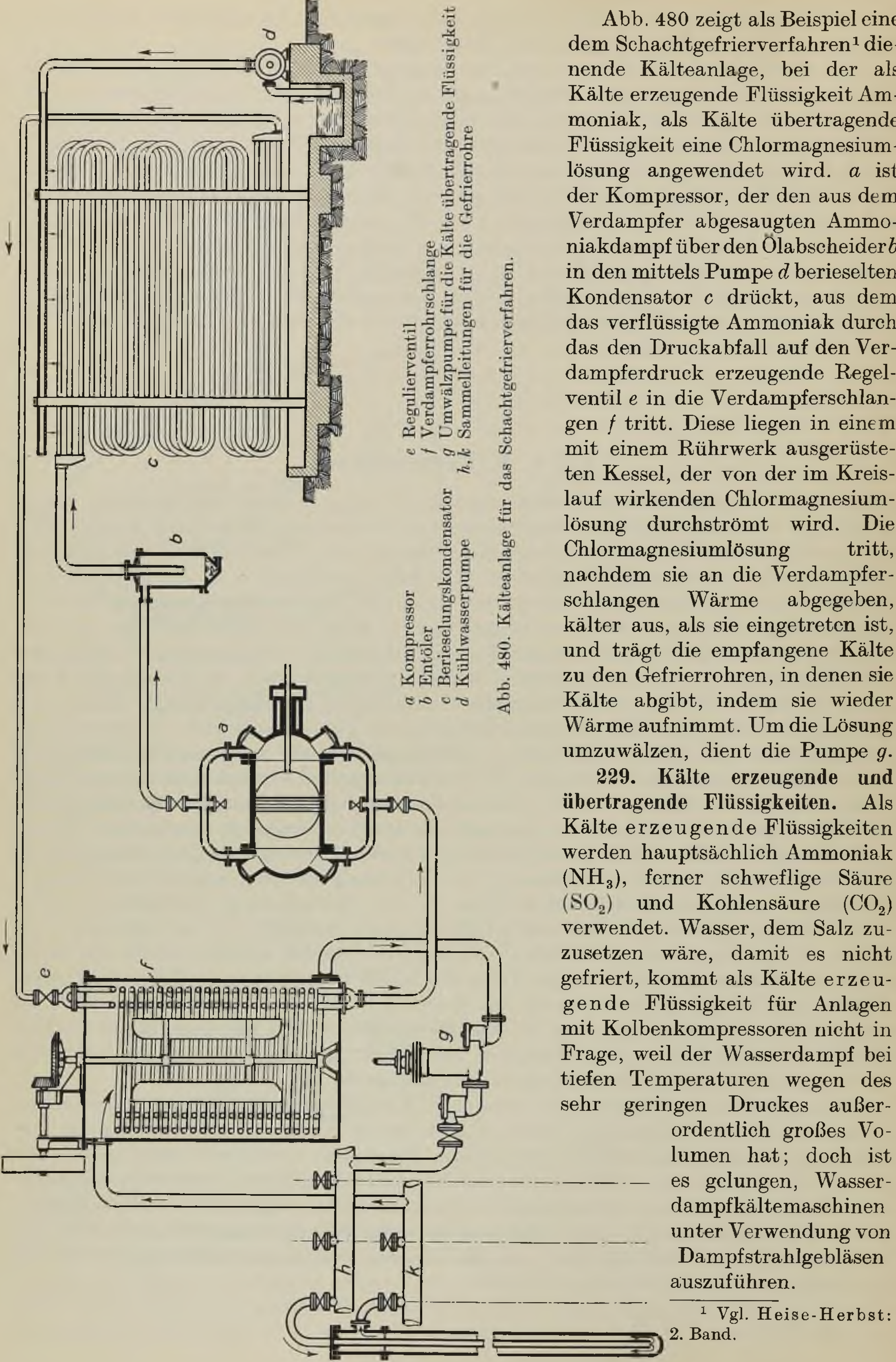
XXIV. Kältemaschinen.

228. Die Vorgänge bei der Kälteerzeugung. Es seien nur die verbreitetsten Kältemaschinen: die Kaltdampfkompressionsmaschinen besprochen. Kälte wird erzeugt oder Wärme wird gebunden, indem Flüssigkeit verdampft wird. Diese bei ihrer Verdampfung Kälte erzeugende Flüssigkeit wird im Kreislauf verwendet, d. h. nachdem sie verdampft ist, wird sie verflüssigt und wieder verdampft. Da die Flüssigkeit, um Kälte zu erzeugen, erheblich unter 0⁰ zu verdampfen ist, so kann der Dampf mit dem zur Verfügung stehenden Kühlwasser, dessen Temperatur meist erheblich über 0⁰ liegt, nur verflüssigt werden, wenn er auf höheren Druck verdichtet wird[1]. Es ist also ein Kompressor nötig, der den aus dem Verdampfer (Refrigerator) tretenden Dampf ansaugt und auf den im Verflüssiger (Kondensator) herrschenden Druck verdichtet. Je tiefere Temperaturen man erzeugen will, bei um so niedrigerem Drucke muß man die Flüssigkeit verdampfen; je höher anderseits die Temperatur des zur Verfügung stehenden Kühlwassers ist, um so höherer Druck ist für die Verflüssigung des Dampfes notwendig. Ehe die Kälte erzeugende Flüssigkeit verdampft wird, ist sie demnach vom höheren Druck im Verflüssiger auf den niedrigeren Druck im Verdampfer zu entspannen. Das geschieht mit Hilfe eines einstellbaren Regelventils, das die Flüssigkeit entsprechend stark drosselt. Der Kälte erzeugenden Flüssigkeit wird die für ihre Verdampfung erforderliche Wärme in der Weise zugeführt, daß die Verdampferschlangen entweder von zu kühlender Luft oder von einer Salzlösung mit tiefem Gefrierpunkt bespült werden, welche die Kälte nach dem Verbrauchsort überträgt. Diese die Kälte übertragende Flüssigkeit wirkt ebenfalls im Kreislauf; nachdem sie am Verbrauchsort Kälte abgegeben oder Wärme aufgenommen hat, kehrt sie zum Verdampfer zurück, wo sie mit der aufgenommenen Wärme die Kälte erzeugende Flüssigkeit verdampft. In Ziffer 229 sind die Vorgänge bei der Kälteerzeugung durch Zahlenbeispiele erläutert.

Man unterscheidet nassen und trockenen Kompressorgang. Hat der Kompressor nassen Dampf zu verdichten, so bleibt er kalt, da die Kompressionswärme für die Verdampfung der im nassen Dampf enthaltenen Flüssigkeit verbraucht wird; ist der angesaugte Dampf trocken, so wird er bei der Kompression erhitzt. Trockner Kompressorgang ist wirtschaftlicher; doch will man im Verdampfer wegen des besseren Wärmeaustausches nassen Dampf haben. Man schaltet deshalb in die Saugleitung einen Flüssigkeitsabscheider, der die Flüssigkeit aus dem nassen Dampf abscheidet und wieder den Verdampferschlangen zuführt.

---

[1] Vgl. Ziffer 3.



a Kompressor
b Entöler
c Berieselungskondensator
d Kühlwasserpumpe
e Regulierventil
f Verdampferrohrschlange
g Umwälzpumpe für die Kälte übertragende Flüssigkeit
h, k Sammelleitungen für die Gefrierrohre

Abb. 480. Kälteanlage für das Schachtgefrierverfahren.

Abb. 480 zeigt als Beispiel eine dem Schachtgefrierverfahren[1] dienende Kälteanlage, bei der als Kälte erzeugende Flüssigkeit Ammoniak, als Kälte übertragende Flüssigkeit eine Chlormagnesiumlösung angewendet wird. *a* ist der Kompressor, der den aus dem Verdampfer abgesaugten Ammoniakdampf über den Ölabscheider *b* in den mittels Pumpe *d* berieselten Kondensator *c* drückt, aus dem das verflüssigte Ammoniak durch das den Druckabfall auf den Verdampferdruck erzeugende Regelventil *e* in die Verdampferschlangen *f* tritt. Diese liegen in einem mit einem Rührwerk ausgerüsteten Kessel, der von der im Kreislauf wirkenden Chlormagnesiumlösung durchströmt wird. Die Chlormagnesiumlösung tritt, nachdem sie an die Verdampferschlangen Wärme abgegeben, kälter aus, als sie eingetreten ist, und trägt die empfangene Kälte zu den Gefrierrohren, in denen sie Kälte abgibt, indem sie wieder Wärme aufnimmt. Um die Lösung umzuwälzen, dient die Pumpe *g*.

229. Kälte erzeugende und übertragende Flüssigkeiten. Als Kälte e r z e u g e n d e Flüssigkeiten werden hauptsächlich Ammoniak (NH_3), ferner schweflige Säure (SO_2) und Kohlensäure (CO_2) verwendet. Wasser, dem Salz zuzusetzen wäre, damit es nicht gefriert, kommt als Kälte e r z e u g e n d e Flüssigkeit für Anlagen mit Kolbenkompressoren nicht in Frage, weil der Wasserdampf bei tiefen Temperaturen wegen des sehr geringen Druckes außerordentlich großes Volumen hat; doch ist es gelungen, Wasserdampfkältemaschinen unter Verwendung von Dampfstrahlgebläsen auszuführen.

[1] Vgl. H e i s e - H e r b s t: 2. Band.

Zahlentafel 26.

Dampf-tempe-ratur	Dampfdruck in ata			Dampfvolumen in m^3/kg			Verdampfungs-wärme in kcal/kg			Flüssigkeitswärme in kcal/kg		
°C	NH_3	SO_2	CO_2	NH_3	SO_2	CO_2	NH_3	SO_2	CO_2	NH_3	SO_2	CO_2
— 30	1,21	0,39	15,0	0,97	0,79	0,027	322	95,9	70,4	— 33	— 9,3	— 13,8
— 20	1,92	0,65	20,3	0,63	0,50	0,019	316	95,0	66,4	— 22	— 6,2	— 9,5
— 10	2,93	1,04	27,1	0,42	0,33	0,014	309	93,4	61,5	— 11	— 3,2	— 5,0
0	4,32	1,58	35,4	0,29	0,22	0,010	301	91,2	55,5	0,00	0,00	0,00
+ 10	6,19	2,34	45,7	0,21	0,15	0,007	293	88,3	47,7	+ 11	+ 3,3	+ 5,7
+ 20	8,65	3,35	58,1	0,15	0,11	0,005	284	84,7	36,9	+ 23	+ 6,7	+ 12,8
+ 30	11,8	4,67	73,1	0,11	0,08	0,003	275	80,4	15,0	+ 35	+ 10,2	+ 25,3

Die für die Kälteerzeugung maßgebenden physikalischen Eigenschaften von NH_3, SO_2 und CO_2 sind der Zahlentafel 26 zu entnehmen[1]. Wird die Flüssigkeit bei -10^0 verdampft und bei $+20^0$ wieder verflüssigt, so arbeitet die Ammoniakmaschine zwischen 2,93 und 8,65 ata, die Schwefligsäuremaschine zwischen 1,04 und 3,35 ata, die Kohlensäuremaschine zwischen 27,1 und 58,1 ata. Soll die Verdampfung, um tiefere Temperaturen zu erzielen, bei -20^0 vor sich gehen, so muß durch das enger einzustellende Regelventil der Druck des in den Verdampfer eintretenden Ammoniaks weiter von 2,93 auf 1,92 ata, der Druck der schwefligen Säure von 1,04 auf 0,65 ata und der Druck der Kohlensäure von 27,1 auf 20,3 ata herabgesetzt werden. Abb. 481 zeigt die entsprechenden Diagramme eines einstufigen Ammoniakkompressors; *I* ist das Diagramm des zwischen -10^0 und $+20^0$ arbeitenden, *II* das Diagramm des zwischen -20^0 und $+20^0$ arbeitenden Kompressors. Bei gleichem Gewichte hat Ammoniak die weitaus größte, Kohlensäure die kleinste Kälteleistung. Die Kohlensäuremaschine, die zwar mit dem größten Drucke arbeitet, hat wegen des geringen spezifischen Volumens der Kohlensäure die kleinsten Abmessungen; die Ammoniakmaschine erfordert etwa 5mal, die Schwefligsäuremaschine etwa 12mal größeres Hubvolumen als die Kohlensäuremaschine. Praktisch wird für 1 PSih bei der Ammoniakmaschine eine Kälteleistung von höchstens 4500 kcal, bei der Schwefligsäure- und Kohlensäuremaschine eine Kälteleistung von höchstens 4000 kcal erzielt.

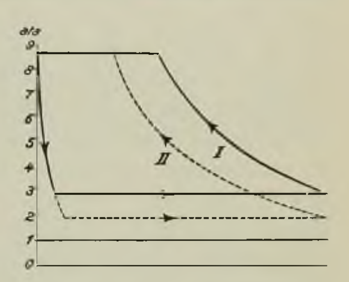


Abb. 481. Diagramme eines Ammoniakkompressors.

Wegen des chemischen Verhaltens der Flüssigkeiten sei bemerkt, daß Ammoniak Kupfer und seine Legierungen angreift, so daß bei den Ammoniakmaschinen alle Zylinderteile und Armaturen aus Eisen oder Stahl zu fertigen sind.

Als Kälte übertragende Flüssigkeiten dienen Lösungen von Kochsalz (NaCl), Chlorkalzium ($CaCl_2$) und Chlormagnesium ($MgCl_2$). Je stärker die Lösung, um so tiefer liegt ihr Gefrierpunkt; doch darf die Lösung nie gesättigt sein, weil sonst Salzkristalle ausgeschieden werden. Bis -15^0 etwa sind Kochsalzlösungen anwendbar, für tiefere Temperaturen verwendet man Chlormagnesium- und Chlorkalziumlösungen.

230. Verwendung der Kältemaschinen. Die Kältemaschinen werden hauptsächlich zur Eiserzeugung, zur Kühlung von Luft und beim Schachtgefrierverfahren verwendet. Bei der Eiserzeugung liegen die Verdampferschlangen in einem Gefäße, das Sole (Salzwasser) enthält, die durch ein Rührwerk umgewälzt wird. In die Sole werden die Eiszellen eingehängt, die aus dünnem Eisenblech bestehen, nach unten verjüngt sind und mit Süßwasser gefüllt werden. Zwecks unmittelbarer Luftkühlung ordnet man die Verdampferschlangen in einer Kammer an, durch die man die zu kühlende, meist im Kreislauf verwendete Luft mittels eines Ventilators hindurchbläst. Oder die Luft wird mittels Sole gekühlt, welche die aufgenommene Wärme wieder im Verdampfer der

[1] Nach Schüle: Technische Thermodynamik. Berlin: Julius Springer.

Kälteanlage abgibt. Hierbei unterscheidet man trockene Luftkühler, bei denen die Luft die von kalter Sole durchflossenen Rohre bestreicht, und nasse Kühler, bei denen die Luft durch niederrieselnde kalte Sole strömt, die der Luft die Feuchtigkeit begierig entreißt.

XXV. Ventilatoren.

231. Allgemeines. Die Ventilatoren, deren Entwicklung den stärksten Antrieb durch die Anforderungen des Bergbaues erhalten hat, sind Kreiselradmaschinen, die große Luftmengen auf geringen Druck pressen, und in der Regel nur Strömungswiderstände zu überwinden haben. Man hat Schleuder- und Schraubenventilatoren. Die frühere, eine Kreiselpumpe darstellende Abb. 366 kennzeichnet auch den Aufbau eines Schleuderventilators. Während aber bei den Kreiselpumpen, die meist statischen Druck zu überwinden haben, fast ausschließlich rückwärts gekrümmte Schaufeln angewendet werden, sind bei den Ventilatoren, die nur Strömungswiderstände überwinden, auch vorwärts gekrümmte Schaufeln zweckmäßig und werden bevorzugt, wenn die Drehzahl niedrig zu halten ist. Schraubenventilatoren, die nur für geringe Drücke in Frage kommen, sind, wie es Abb. 486 zeigt, viel einfacher aufgebaut; sie bestehen aus einem Propeller, der in einem ringförmigen Gehäuse gelagert ist. Der Schraubenventilator erzeugt bei gleicher Umfanggeschwindigkeit nur einen Bruchteil des Druckes, den der Schleuderventilator liefert, und wirkt viel schlechter als dieser; dafür bietet er der axial hindurchströmenden Luft einen geringen Widerstand, so daß er mit kleinen Abmessungen große Wettermengen bewältigt, und ist sehr bequem einbaubar, was in vielen Fällen für ihn entscheidet. Ein Ventilator bläst und erzeugt Überdruck, wenn der Hauptwiderstand hinter ihm liegt; er saugt und erzeugt Unterdruck (Depression), wenn der Hauptwiderstand vor ihm liegt. In beiden Fällen wirkt der Ventilator selbst in derselben Weise, indem er den Druck der ihm zuströmenden Luft steigert. Die Verwendung der Ventilatoren ist sehr vielseitig: sie werden zur Lüftung von Gebäuden, zum Umwälzen der Luft in Kühlhäusern, bei Unterwindfeuerungen und bei den zum Abscheiden des Kohlenstaubes dienenden Windsichtern, in Gaswerken usw. benutzt. Im Bergbau werden die Ventilatoren für die Zwecke der Haupt- und der Sonderbewetterung verwendet; die Hauptgrubenventilatoren sind neben den Ventilatoren für die Belüftung langer Tunnel die größten und stärksten Ventilatoren, die es überhaupt gibt.

232. Größe des erzeugten Druckes. Nutzleistung des Ventilators. Mechanischer Wirkungsgrad. Der vom Ventilator erzeugte Druck oder richtiger die durch den Ventilator verursachte Drucksteigerung ist der Unterschied der Drücke hinter und vor dem Ventilator. Bei einem blasenden Luttenventilator gilt als Druck vor dem Ventilator der Druck im Ansaugeraum, als Druck hinter dem Ventilator der hinter dem Ventilator in der Lutte gemessene statische Druck, vermehrt um den der Ausblasgeschwindigkeit entsprechenden dynamischen[1] Druck. Bei einem saugenden Hauptgrubenventilator, der mittels Diffusors ins Freie bläst, gilt als Druck vor dem Ventilator der im Saugrohr gemessene statische Druck, vermehrt um den der Wettergeschwindigkeit entsprechenden dynamischen Druck, als Druck hinter dem Ventilator der Druck der Atmosphäre. Nun mißt man im Saugrohre nicht unmittelbar den statischen Druck, sondern den statischen Unterdruck; den statischen Druck um den dynamischen vermehren, bedeutet den statischen Unterdruck um ebensoviel vermindern. Ist z. B. der gemessene statische Unterdruck 200 mm WS und beträgt der gemessene dynamische Druck 10 mm, so ist der vom saugenden Ventilator erzeugte Druck nicht etwa 210, sondern nur 190 mm WS. Anstatt den maßgebenden Gesamtdruck aus dem statischen zu errechnen, kann man

[1] Vgl. Ziffer 258.

ihn auch unmittelbar messen, indem man das Meßrohr dem Wetterstrom entgegenrichtet; dabei wird man, wenn man den Querschnitt abtastet, bemerken, daß der gemessene Gesamtdruck nicht unerheblich schwankt.

Wie bei den Kreiselpumpen[1] ändert sich auch bei den Ventilatoren der erzeugte Druck mit dem Quadrate der Geschwindigkeit; außerdem ist er in dem in Ziffer 185 dargelegten Zusammenhange von der Fördermenge abhängig. Theoretisch erzeugt ein Schleudergebläse mit radial endenden Schaufeln bei v m/s Umfanggeschwindigkeit und bei einem Luftgewichte von γ kg/m³ einen Druck $h = \frac{v^2 \cdot \gamma}{g}$ mm WS; bei vorwärts gekrümmten Schaufeln ist h größer, bei rückwärts gekrümmten Schaufeln kleiner. Der tatsächlich erzeugte Druck ist nur etwa zwei Drittel des theoretischen. Große, gute Schleuderventilatoren erzeugen bei normaler Leistung und normaler Dichte der Luft, je nachdem die Schaufeln radial enden oder vorwärts gekrümmt sind, etwa $h = 0{,}08\,v^2$ bis $h = 0{,}1\,v^2$, im Mittel $h = 0{,}09\,v^2$ mm WS Druck. Bei Schraubenventilatoren schwankt der erzeugte Druck in weiteren Grenzen; als erster Anhalt diene $h = 0{,}01\,v^2$ bis $0{,}012\,v^2$, im Mittel $h = 0{,}011\,v^2$ mm WS. Mit v geht man auf 60 bis 70 m/s. Bei $v = 60$ m/s erzeugt ein Schleuderventilator rund 300 mm, ein Schraubenventilator nur rund 40 mm WS Druck.

Erzeugt ein Ventilator h mm WS Druck und fördert er Q m³/s, so ist, da 1 mm WS $= 1$ kg/m², seine Nutzleistung $= Q \cdot h$ mkg/s $= \frac{Q \cdot h}{75}$ PS. Sein Kraftbedarf ist $= \frac{Q \cdot h}{\eta \cdot 75}$ PS, worin η 0,65 bis 0,75, bei Schraubenventilatoren nur 0,25 bis 0,35. Die geförderte Luftmenge wird bei Ventilatoren in der Regel in m³/min angegeben, so daß sie für die Berechnung des Kraftbedarfes auf die Sekunde umzurechnen ist. Bei $\eta = 0{,}72$ braucht ein Ventilator, der minutlich 10000 m³ fördert und 200 mm WS Unterdruck erzeugt, für seinen Antrieb $N = \frac{10000 \cdot 200}{60 \cdot 0{,}72 \cdot 75} = 618$ PS.

233. Äquivalente Grubenweite. Gleichwertige Öffnung. Temperament. Diese Begriffe, die ursprünglich geschaffen sind[2], um die Bewetterungsmöglichkeit einer Grube zu kennzeichnen, sind für jede Lüftungsanlage, für jeden Wetterweg brauchbar. Unter äquivalenter Weite oder gleichwertiger Öffnung einer Grube oder eines sonstigen Wetterweges versteht man eine A m² große Öffnung in dünner Wand, die ebensoviel Wetter durchläßt wie die Grube. Ist die Einschnürungszahl $= 0{,}65$ und wiegt die Luft 1,2 kg/m³, so strömt die Luft bei h mm WS Depression durch die Öffnung A mit der Geschwindigkeit $v = 0{,}65 \sqrt{\frac{2\,g\,h}{1{,}2}}$ m/s, und es ist die sekundliche Wettermenge $Q = v \cdot A$ m³/s. Hieraus ergibt sich $A = \frac{0{,}38\,Q}{\sqrt{h}}$. Die äquivalente Grubenweite A, deren Größe bei einer bestehenden Grube, sofern kein natürlicher Wetterzug besteht, durch eine Messung von Q und h bestimmbar ist, verdeutlicht sehr anschaulich den Widerstand, den die Grube dem Durchgange der Luft entgegensetzt, und man kann, indem man einen Ventilator durch verschieden große Öffnungen ausblasen läßt, unmittelbar durch den Versuch feststellen, wie er sich verhält, wenn sich die gleichwertige Öffnung ändert. Für die Rechnung ist der andere Begriff, das Temperament, bequemer. Unter Temperament (Durchlaßvermögen) versteht man das bei einer bestimmten Grube oder Lüftungsanlage oder bei einem bestimmten Wetterwege unveränderliche Verhältnis $T = \frac{Q}{\sqrt{h}}$. Macht man $h = 1$, so ergibt sich, daß das Temperament einer Grube die sekundliche Wettermenge bedeutet, die bei 1 mm Depression durch die Grube zieht. Für die 10fache Wettermenge wären $10^2 = 100$ mm Depression erforderlich.

---

[1] Die Luft im Ventilator verhält sich, da sich ihr Volumen wegen der geringfügigen Druckänderung ebenfalls geringfügig ändert, etwa ebenso wie das Wasser in der Kreiselpumpe. Bei den stärker verdichtenden Kreiselgebläsen und Turbokompressoren ist das anders; es sei daran erinnert, daß sich der Druck beim Turbokompressor nicht mit dem Quadrat, sondern etwa mit der vierten Potenz der Drehzahl ändert.

[2] Vgl. Murgue: Über Grubenventilatoren, deutsch von v. Hauer. Leipzig 1884.

Das Temperament T einer Grube und ihre äquivalenten Werte A sind einander proportional: $A = 0{,}38\ T$. Eine Grube, die für eine Wettermenge von 7200 m³/min oder 120 m³/s 100 mm WS Depression braucht, hat ein Temperament $T = \frac{120}{\sqrt{100}} = 12$ und eine Grubenweite $A = 0{,}38 \cdot 12 = 4{,}56\ \text{m}^2$. Bedeutsam ist, wie sich T und A mit der Länge l einer Lutte oder Strecke ändern. Je länger die Strecke, um so kleiner werden T und A, und zwar ändern sie sich, da h proportional l zunimmt, umgekehrt proportional $\sqrt{l}$. Sind $h = 9$ mm WS erforderlich, um durch eine 100 m lange Lutte 3 m³/s zu treiben, so ist ihr Temperament $= 3 : \sqrt{9} = 1$. Verlängert man die Lutte auf 400 m und auf 900 m, so fällt ihr Temperament auf 0,5 bzw. 0,333, und im selben Verhältnis ändert sich ihre äquivalente Weite[1]. Für Lutten von 300 bis 500 mm Durchm. kann man, vgl. S. 87 und 88, den erforderlichen Wert von h etwa aus $h = \frac{l\, w^2}{d_{\text{mm}}}$ rechnen, so daß für eine 1000 m lange Lutte von 500 mm Durchm., d. h. von 0,196 m² Querschnitt, die 54 m³/min oder 0,9 m³/s Wetter führt ($w = 0{,}9 : 0{,}196 = 4{,}59$ m/s), $h = \frac{1000 \cdot 4{,}59^2}{500} \approx 42$ mm wird.

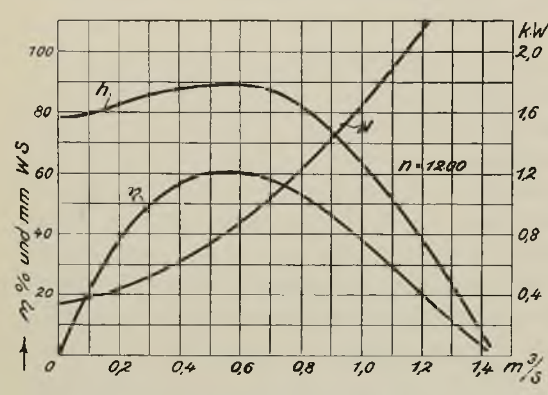


Abb. 482. Kennlinien eines Ventilators bei konstanter Drehzahl.

Daraus ergibt sich $T = 0{,}9 : \sqrt{42} \approx 0{,}14$. Die Rechnung gilt nur für dichte Lutten, so daß in Wirklichkeit erhebliche Abweichungen von der Rechnung vorkommen.

Neben der gleichwertigen Öffnung besteht der später eingeführte Begriff der gleichwertigen Düse. Für diese setzt man die Einschnürungszahl = 1, so daß die gleichwertige Düse $= 0{,}65\ A \approx 0{,}25 \cdot \frac{Q}{\sqrt{h}}$ ist. Irgendeinen Vorteil vor dem althergebrachten Begriff besitzt der später eingeführte nicht; im Bergbau wird er nicht angewendet.

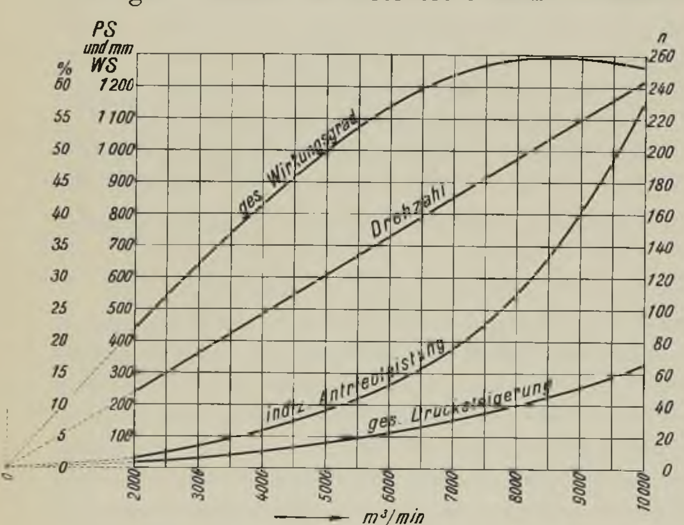


Abb. 483. Kennlinien eines Hauptgrubenventilators bei veränderlicher Drehzahl.

234. Die Kennlinien der Ventilatoren. Abgesehen von den Hauptgrubenventilatoren laufen die meisten Ventilatoren mit annähernd gleichbleibender Drehzahl. Für diese zeichnet man ebenso wie bei den Kreiselpumpen gemäß Abb. 482 die Kennlinien so, daß sie darstellen, wie sich bei ungeänderter Drehzahl der erzeugte Druck, der Wirkungsgrad und der Kraftbedarf mit der Fördermenge ändern. An Stelle der Fördermenge wählt man auch die gleichwertige Öffnung A als Abszisse, über der man Fördermenge, Druck, Wirkungsgrad und Kraftbedarf aufträgt. Auf dem Versuchstande werden die Kennlinien ermittelt, indem man die Absperrung allmählich öffnet und die zu jeder Stellung gehörigen Werte von Druck, Fördermenge und Kraftbedarf mißt.

Für die Hauptgrubenventilatoren wählt man die Kennlinien anders. Man regelt nämlich bei diesen großen, viel Kraft brauchenden Maschinen den Wetterstrom

[1] Vgl. darüber Maercks in Bohrhammer 1925.

nicht in der Art, daß man den Ventilator mit höchster Drehzahl betreibt und nur den Wetterstrom mehr oder weniger drosselt, sondern läßt den Ventilator je nach der gewünschten Wetterleistung schneller oder langsamer laufen. Die Kennlinien sollen also zeigen, wie sich bei ungeänderter Grubenweite der erzeugte Druck, die Drehzahl, der Wirkungsgrad und die Antriebleistung mit der Wettermenge ändern. Die erforderliche Depression wächst mit dem Quadrat der Wettermenge, und die vom Ventilator erzeugte Depression wächst mit dem Quadrate der Drehzahl. Wettermenge und Drehzahl sind also einander proportional. Da man bei doppelter Wettermenge doppelte Drehzahl und 4fache Depression, d. h. 8fache Leistung, bei 3facher Wettermenge 3fache Drehzahl und 9fache Depression, d. h. 27fache Leistung hat, ergibt sich, daß die Nutzleistung mit der dritten Potenz der Wettermenge oder der Drehzahl wächst. Die tatsächliche Antriebleistung verhält sich anders, da der Wirkungsgrad innerhalb weiter Grenzen schwankt. Abb. 483 zeigt die Kennlinien eines großen Grubenventilators für veränderliche Fördermenge bei ungeänderter Grubenweite.

235. Aufbau, Antrieb und Reglung der Hauptgrubenventilatoren. Die Grubenventilatoren werden saugend ausgeführt, erzeugen also Depression. Die Luft wird mittels Diffusors (Schlotes) ausgeblasen, in welchem ihre Geschwindigkeit in Druck umgesetzt wird. Die Durchgangsöffnung des Ventilators muß mehrfach größer sein als die Grubenweite. Ob der Ventilator reichlich bemessen ist oder nicht, liegt schon in seinem Wirkungsgrade; hat der Ventilator hohen Wirkungsgrad, so hat er auch eine reichlich große Durchgangsöffnung. Ventilatoren mit zweiseitigem Einlauf haben keinen Axialschub, doch ist die Führung der Kanäle verwickelt. Bei den einseitig ansaugenden Ventilatoren ist die Kanalführung einfach. Indem man gemäß Abb. 484 (Maschinenfabrik Hohenzollern) auch die Rückseite des Schaufelrades *a* mit Hilfe der „Entlastungswand“ *b* unter Depression setzt, verhütet man den sonst auftretenden großen, dem Wetterstrom entgegengerichteten Axialschub[1].

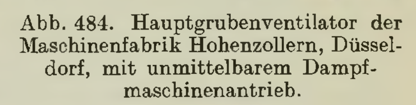


Abb. 484. Hauptgrubenventilator der Maschinenfabrik Hohenzollern, Düsseldorf, mit unmittelbarem Dampfmaschinenantrieb.

Zum Antrieb der Hauptgrubenventilatoren dienen überwiegend Dampfmaschinen. Meist wird die Kraft der langsamer laufenden Dampfmaschine durch Seile auf den schneller laufenden Ventilator übertragen, wie es Abb. 485 (Schüchtenmann & Kremer) veranschaulicht. Beim unmittelbaren Antrieb gemäß Abb. 484 erhält das Flügelrad, obwohl man die Dampfmaschine schnell laufen läßt, erheblich größeren Durchmesser

[1] Vgl. Ziffer 186.

als beim Seilantrieb; dafür hat die Dampfmaschine kein besonderes Schwungrad, sondern nur eine Andrehscheibe, und braucht weniger Dampf, weil die Seiltriebverluste fortfallen. Der Dampfmaschinenantrieb hat den besonderen Vorteil, daß man die Ventilatorleistung einfach und wirtschaftlich innerhalb weiter Grenzen regeln kann, indem man die Dampfmaschine schneller oder langsamer laufen läßt. Betreibt man die Dampfmaschine als Gegendruckmaschine, deren stetig strömender Abdampf in einer Abdampf- oder Zweidruckturbine verwertet wird[1], so ist der Dampfmaschinenantrieb auch wirtschaftlich sehr günstig. Bemerkenswert ist schließlich, daß für die Hauptgrubenventi-

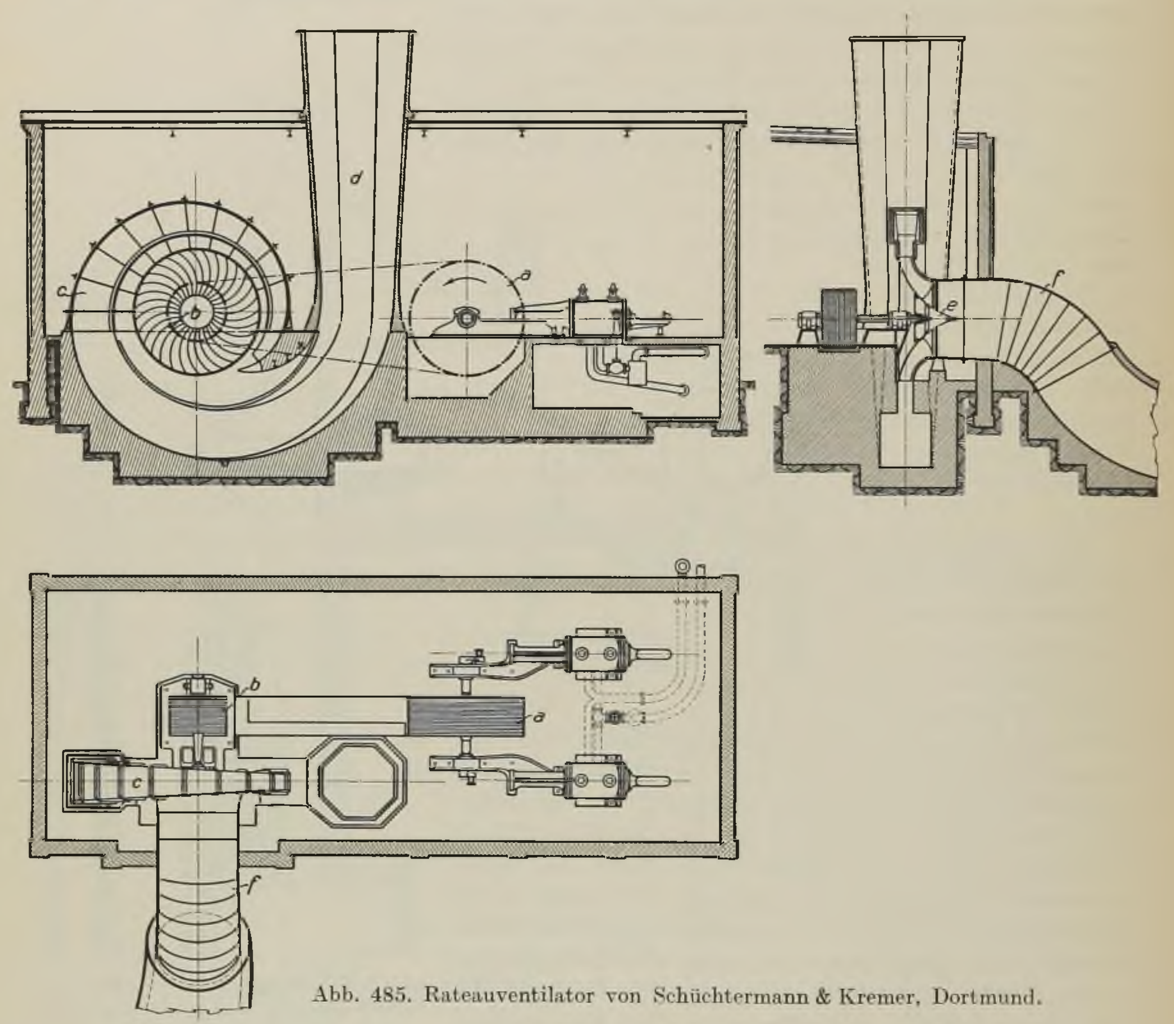


Abb. 485. Rateauventilator von Schüchtermann & Kremer, Dortmund.

latoren auch Dampfturbinenantrieb mit Räderübersetzung mehrfach angewendet worden ist.

Elektrischer Antrieb ist gegeben, wo der Ventilator abseits der Kessel liegt; andernfalls muß er den Wettbewerb mit dem Dampfantrieb bestehen[2]. Zu berücksichtigen ist, daß der elektrisch angetriebene Ventilator mit seinem gleichmäßigen Kraftbedarfe eine sehr günstige Belastung für das Kraftwerk darstellt; es stört aber, daß die Reglung der Drehzahl beim Drehstromantrieb nicht einfach ist. Der Drehstrommotor ist für die erwartete höchste Drehzahl und Leistung zu bauen; um langsamer mit geringerer Wetterleistung zu fahren, muß man entweder die überschüssige Energie in einem im Rotor-

[1] Vgl. Ziffer 107.

[2] Vgl. Stach: Die Antriebfrage bei Großventilatoren, Glückauf 1923, Nr. 33 nebst Zuschriftenwechsel.

kreise liegenden Flüssigkeitswiderstande vernichten, oder man muß ein besonderes Reguliergetriebe anordnen[1].

236. Luttenventilatoren. Für die Zwecke der Sonderbewetterung werden vielfach Luttenventilatoren an Stelle der viel Druckluft verbrauchenden Strahldüsen verwendet[2].

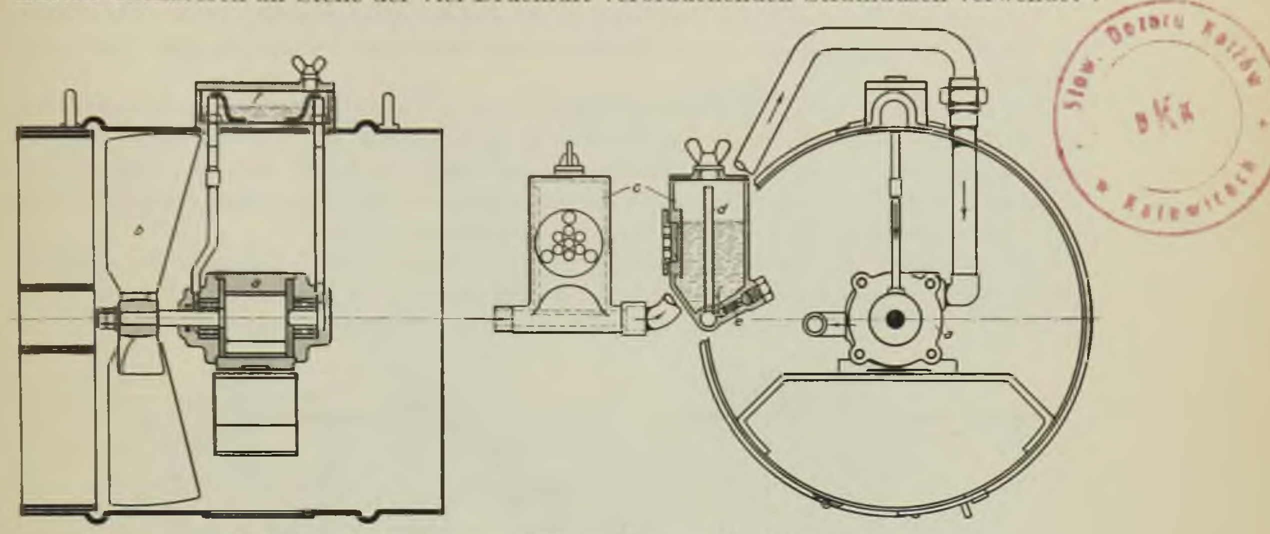


Abb. 486. Anordnung eines Luttenventilators nebst Schmierung.

Für größere Wetterleistungen verwendet man auch Schleuderventilatoren, sonst in der Regel Schraubenventilatoren, die in die Lutte eingebaut werden und durch kleine Elektromotoren oder mittels Druckluft durch Drehkolbenmotoren, durch Zahnradmotoren oder durch Druckluftturbinen angetrieben werden. Bei den Drehkolbenmotoren ist es erforderlich, daß außer den Lagern auch die Flügel des Drehkolbens, wo sie am Umfange schleifen, unbedingt sicher geschmiert werden. Abb. 486 zeigt einen Luttenventilator, der durch einen einfachen Drehkolbenmotor gemäß Abb. 445 angetrieben wird. Die Lager des Motors werden durch Dochtöler geschmiert; um die Flügel des Drehkolbens zu schmieren, wird die zuströmende Druckluft in dem vorgeschalteten Ölgefäß geschmiert. Bei den Luttenventilatoren der Westfalia, Gelsenkirchen, wird die Ölzufuhr selbsttätig abgestellt, wenn die Druckluft abgesperrt wird.

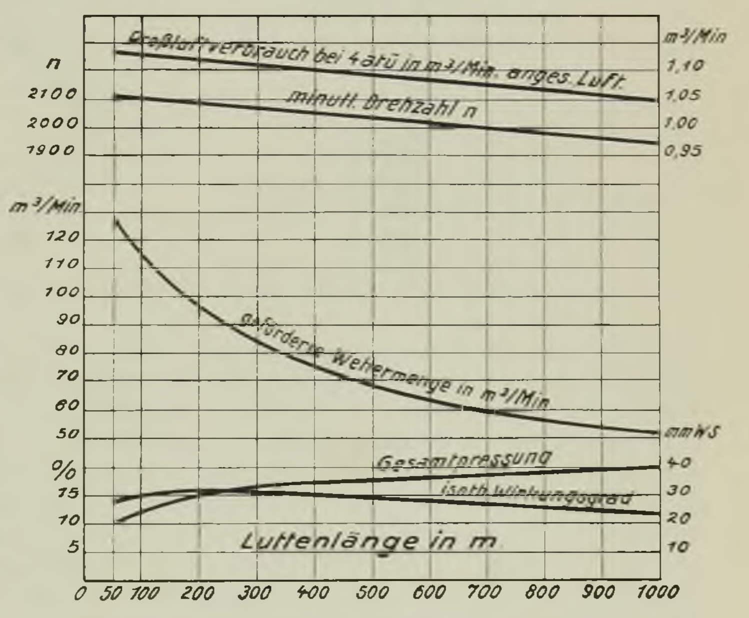


Abb. 487. Kennlinien eines Luttenventilators von 500 mm Durchm.

[1] Vgl. Ziffer 245.

[2] Es sei auf folgende Aufsätze verwiesen: Berckhoff: Die Sonderbewetterung mit Strahlgebläsen, Glückauf 1922, S. 1025 und Maercks: Der Wirkungsgrad von Strahldüsen in Wetterlutten, Glückauf 1924, S. 1027. Die Streckenbewetterung durch Lutten, Z. V. d. I. 1929, S. 1549.

In Abb. 487 ist dargestellt, wie sich bei einem mittels Drehkolbenmotors angetriebenen Luttenventilator die Drehzahl, die erzeugte Gesamtpressung[1], die Fördermenge, der isothermische Wirkungsgrad und der Preßluftverbrauch in Abhängigkeit von verschiedenen Luttenlängen verhalten.

In ähnlicher Weise sind die Ventilatoren mit Zahnradmotorantrieb gebaut, bei denen der Motor (Gradzahnmotor oder Pfeilradmotor) ebenfalls im Innern der Lutte angebracht ist.

Der neuerdings viel angewendete Antrieb durch Druckluftturbinen ermöglicht es, den Motor aus der Lutte völlig herauszulegen, indem man den Turbinenschaufelkranz am Umfang des Ventilatorschraubenrades anbringt, wodurch sich der Strömungswiderstand in der Lutte vermindert. Druckluftturbinen haben zwar hohen Luftverbrauch, sind aber zuverlässig, weil nur die Lager zu schmieren sind.

Abb. 488 zeigt den Turbinenventilator von Korfmann, Witten-Ruhr. Das aus einer Aluminiumlegierung bestehende Flügelrad ist doppelseitig in Kugellagern gelagert. Sein Umfang trägt den Schaufelkranz der Turbine, deren Schaufeln durch zwei Düsen von

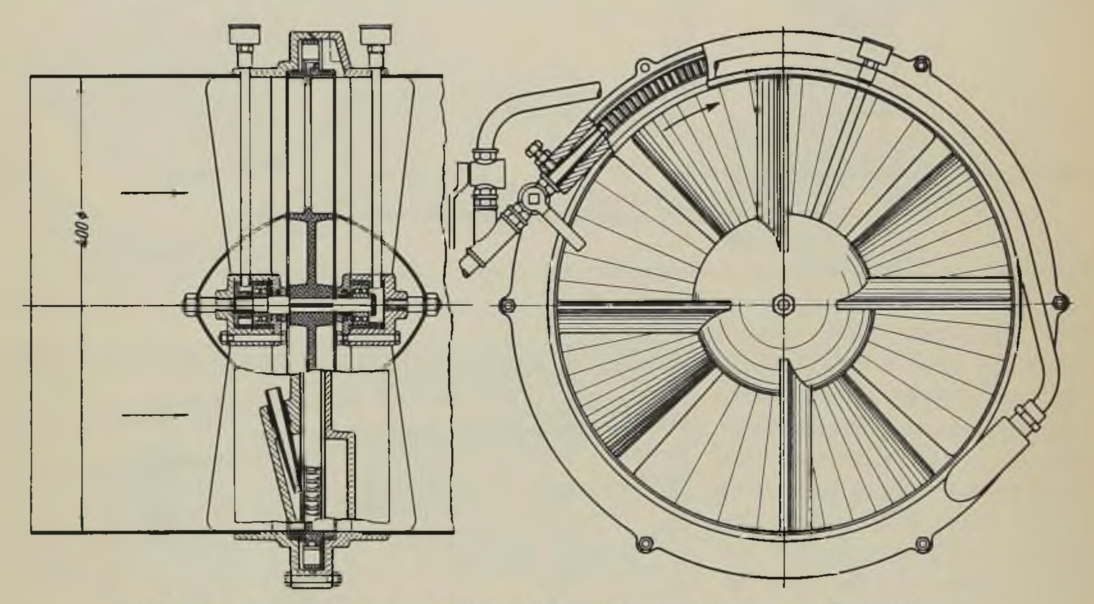


Abb. 488. Luttenventilator mit Druckluftturbine von Korfmann, Witten-Ruhr.

4 bzw. 5 mm Durchmesser beaufschlagt werden. Die Düsen können einzeln oder zusammen arbeiten, so daß sich bei gleichem Druck insgesamt 3 Drehzahlen einstellen lassen. Jede Düse hat eine besondere Druckzuführung und einen besonderen Absperrhahn. Der Nabenkörper hat durch beiderseits aufgesetzte Kappen Stromlinienform erhalten. Zur Aufnahme des Axialschubes dient ein besonderes Kugellager. Die Kugellager werden je von vier Armen getragen, die zugleich als Leitschaufeln dienen. Turbinenluttenventilatoren ähnlicher Bauart werden noch von den Firmen Flottmann A.-G. in Herne, Fröhlich & Klüpfel in Barmen, Obertacke in Sprockhövel ausgeführt. Der Flottmannventilator zeichnet sich durch besonders breit ausgebildete Leitschaufeln auf der Eintrittseite aus, welche die Luft möglichst stoßfrei zuführen und damit eine Erhöhung des Wirkungsgrades ergeben.

In der Abb. 489 ist der Turbinenventilator der Maschinenfabrik Mönninghoff, Bochum, dargestellt, der sich von den vorgenannten Bauarten wesentlich durch die Lagerung unterscheidet. Die beiden Düsen sind schräg abgeschnitten und haben bei 400 mm Luttendurchmesser 5 bzw. 6 mm Durchm.

---

[1] Vgl. Ziffer 231.

237. Der isothermische Wirkungsgrad von mit Druckluft betriebenen Ventilatoren und Strahldüsen. In dem besonderen Falle, daß Strahldüsen und Ventilatoren durch Druckluft

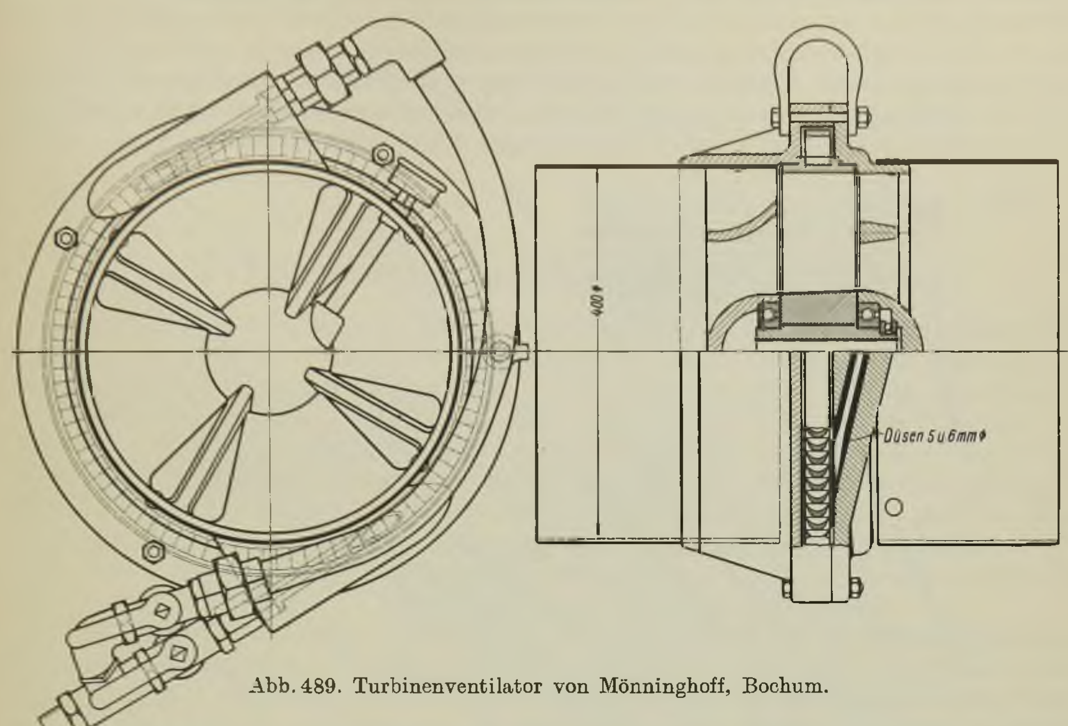


Abb. 489. Turbinenventilator von Mönninghoff, Bochum.

betrieben werden, versteht man unter isothermischem Wirkungsgrad der Strahldüse oder des Ventilators das Verhältnis der Bewetterungsnutzarbeit zum theoretischen Arbeitvermögen der verbrauchten Druckluft bei isothermischer Entspannung auf den Gegendruck von 1 ata. Druckluft von p ata verrichtet bei isothermischer Entspannung[1] auf 1 ata Gegendruck für 1 m³ angesaugte Luft 23030 lg p mkg, d. h. ebensoviel wie man braucht, um 1 m³ Luft von 1 ata auf p ata zu komprimieren, vgl. Zahlentafel 23 (S. 277). Fördert z. B. ein Ventilator minutlich 64 m³ und erzeugt er 36 mm WS Gesamtpressung, verbraucht er ferner minutlich 1,08 m³ angesaugte, auf 4 atü gepreßte Luft, so ist die Ventilatorarbeit $64 \cdot 36 = 2300$ mkg, das isothermische Arbeitvermögen der verbrauchten Druckluft ist $1{,}08 \cdot 16095 = 17380$ mkg, und der isothermische Wirkungsgrad ist $2300 : 17380 = 13{,}3\,\%$.

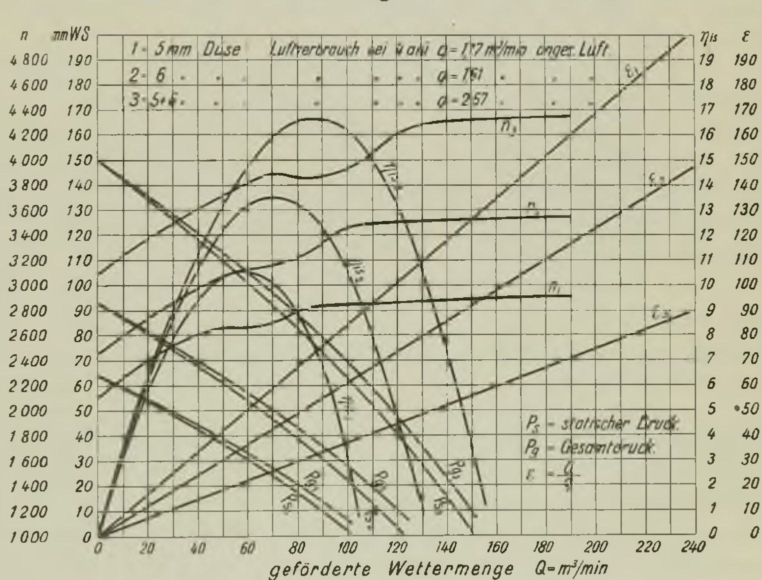
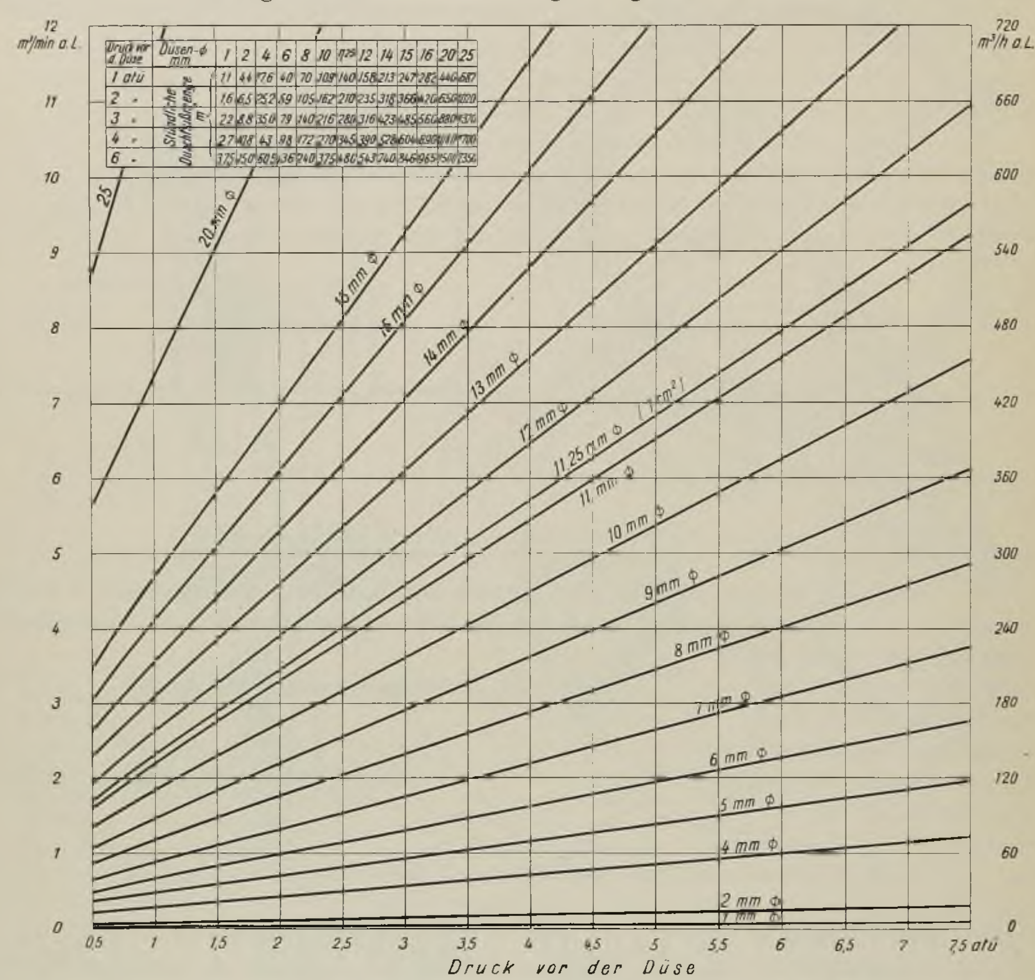


Abb. 490. Kennlinien eines Turbinenluttenventilators von 400 mm Durchm.

[1] Vgl. Ziffer 194.

Abb. 490 zeigt die nach Versuchen im Laboratorium der Bochumer Bergschule aufgezeichneten Kennlinien des in Abb. 489 dargestellten Turbinenventilators mit 2 Düsen (Mönninghoff). Im Gegensatz zu dem Kennliniendiagramm Abb. 487 nimmt man heute nicht mehr die Luttenlänge, sondern, wie bei den Turbokompressoren und Kreiselpumpen, die Fördermenge als Abszisse. Für die mit den beiden Düsen einstellbaren 3 Bereiche ist die Abhängigkeit des erzeugten Druckes, des isothermischen Wirkungsgrades und der Drehzahl von der geförderten Wettermenge dargestellt. Neben dem isothermischen



Druck vor d. Düse	Düsen-⌀ mm	1	2	4	6	8	10	11,25	12	14	15	16	20	25
1 atü	Stündliche Durchflußmenge m³	1,1	4,4	17,6	40	70	109	140	158	213	247	282	440	687
2 „		1,6	6,5	25,2	59	105	162	210	235	318	366	420	650	[illegible]
3 „		2,2	8,8	35,0	79	140	216	280	316	423	485	560	880	[illegible]
4 „		2,7	10,8	43	98	172	270	345	390	528	604	690	[illegible]	[illegible]
6 „		3,75	15,0	60,5	136	240	375	480	543	740	846	965	1500	2350

Abb. 491. Kennlinien für verschiedene Düsen und Drücke zur Ermittelung des Ansaugevolumens (Demag).

Wirkungsgrad ist für die Beurteilung eines Ventilators noch das Verhältnis der geförderten Wettermenge zum Luftverbrauch der Turbine erforderlich, welches im Diagramm durch die Linien $\varepsilon = Q:q$ veranschaulicht ist. Dieses Verhältnis gibt die Wettermenge in m³/min an, die mit einem Turbinenluftverbrauch von je 1 m³/min (angesaugte Luft) gefördert werden kann. Der Druckluftverbrauch der Düsen eines Turbinenventilators läßt sich aus Abb. 491 (Demag) leicht entnehmen.

Bei Düsen ist der isothermische Wirkungsgrad viel kleiner als bei Ventilatoren. Wenn eine Düse bei 4 atü Betriebsdruck mit 1 m³ angesaugter Luft 60 m³ Wetter fördert und 10 mm WS Pressung erzeugt, so ist ihr isothermischer Wirkungsgrad $= 600:16095 = 3{,}7\,\%$. Der Vorteil der Düsen ist, daß sie zuverlässig sind und keiner Wartung und Schmierung bedürfen. Für kurze Lutten sind Düsen am Platz, für lange Lutten Ventilatoren.

238. Leistungsversuche an Ventilatoren. Für Untersuchungen an Ventilatoren gelten die schon früher genannten[1], vom Verein deutscher Ingenieure herausgegebenen Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren, in denen die Art der Versuche, sowie die Vornahme und Auswertung der auszuführenden Messungen genau dargestellt und durch Musterbeispiele für Untersuchungen an kleinen Ventilatoren und an Grubenventilatoren erläutert ist.

XXVI. Elektrische Kraftübertragung im Bergbau[2].

239. Überblick. Über Tage ist im Bergbau die elektrische Kraftübertragung in größtem Umfange durchgeführt; die kleineren Maschinen werden ausnahmslos elektrisch angetrieben, und bei den Fördermaschinen, den Ventilatoren und den Kompressoren steht der elektrische mit dem Dampfantrieb in Wettbewerb. Auch unter Tage herrscht, abgesehen von Schlagwettergruben, der elektrische Antrieb bei Haspeln, Ventilatoren, Streckenförderungen, Lokomotiven und Wasserhaltungen. Für Schlagwettergruben ist der elektrische Antrieb zwar an und für sich völlig sicher ausführbar, wird aber für die vor Ort zu betreibenden Haspel, Schüttelrutschen, Schrämmaschinen, Bohrmaschinen usw. wegen der infolge Zufälligkeiten möglichen Zündgefahr nur vereinzelt angewendet. Für den Antrieb von Bohr- und Abbauhämmern ist Druckluft unersetzlich.

Im Kraftwerk wird meist Drehstrom von 5000 oder 6000 V erzeugt. Der hochgespannte Drehstrom wird großen Motoren unmittelbar zugeführt, während er für kleinere Motoren und für Beleuchtungszwecke mit Hilfe ruhender Transformatoren auf Niederspannung umgeformt wird, meist auf 380/220 V und 110 V. Ein Drehstromnetz von 380 V verketteter Spannung mit geerdetem Nulleiter, zwischen dem und jeder Phase 220 V Spannung besteht, gilt als Niederspannungsanlage; Motoren werden mit 380 V, Lampen mit 220 V betrieben. In besonderen Fällen, insbesondere für die Grubenlokomotiven, ist Gleichstrom erforderlich, der aus Drehstrom umgeformt wird.

Der Drehstrommotor ist seiner Einfachheit wegen für den rauhen Grubenbetrieb gut geeignet, insbesondere wenn er mit Kurzschlußanker ausführbar ist. Bei stoßender Belastung ist er reichlich zu bemessen. Beim Antrieb von Grubenventilatoren und Kolbenkompressoren stört, daß der Drehstrommotor nur durch Vorschaltung von Widerstand regelbar ist; man greift gegebenenfalls zu besonderen elektrischen oder mechanischen Hilfsmitteln. Für schnellfahrende Hauptschachtfördermaschinen wird meist Gleichstromantrieb mit Leonardscher Schaltung gewählt.

240. Parallelbetrieb von Drehstromgeneratoren. Es sei das Wesen der Parallelschaltung und des Parallelbetriebes von Drehstromgeneratoren an dem einfachen, eine Niederspannungsanlage darstellenden Schema[3] Abb. 492 erläutert. Die Generatoren I und II arbeiten auf die Sammelschienen RST. Generator I ist eingeschaltet, Generator II soll zugeschaltet werden. Es ist Bedingung für die Parallelschaltung, daß die zuzuschaltende Maschine mit dem Netz in der Spannung, in der Frequenz[4] und in der Phase übereinstimmt. Diese Übereinstimmung ist mit Hilfe der aus dem Schema ersichtlichen Meßschaltung herbeiführbar, die an die Sammelschienen durch einen 1:1 übersetzenden Isoliertransformator a angeschlossen ist. Um den zuzuschaltenden Generator II mit der Meßschaltung zu verbinden, ist der zweipolige Stecker b einzusetzen. Dann kann man mit Hilfe des Doppelvoltmeters DV, bei dem zwei Zeiger auf derselben Skala spielen,

[1] Vgl. Ziffer 204 und Ziffer 211.

[2] Es sei auf Philippi: Elektrizität im Bergbau, Leipzig: S. Hirzel 1924 hingewiesen.

[3] Vgl. Skirl: Meßgeräte und Schaltungen zum Parallelschalten von Wechselstrommaschinen. Berlin: Julius Springer.

[4] Frequenz ist die sekundliche Periodenzahl.

zugleich die Spannung zwischen den Sammelschienen *R* und *S* und die Spannung zwischen den entsprechenden Polen der zuzuschaltenden Maschine messen. Mit Hilfe des Doppelfrequenzmessers *DF* kann man ferner die Frequenz des Netzes und zugleich die Frequenz der zuzuschaltenden Maschine ablesen. Der Doppelfrequenzmesser hat zwei Reihen federnder, auf verschiedene Eigenschwingungszahlen abgestimmter Zungen; die eine Reihe wird durch einen Elektromagneten erregt, der Strom von den Sammelschienen erhält, die andere Reihe durch einen Elektromagneten, der Strom von der zuzuschaltenden Maschine empfängt. Hat man den Generator *II* mit Hilfe des Doppel-

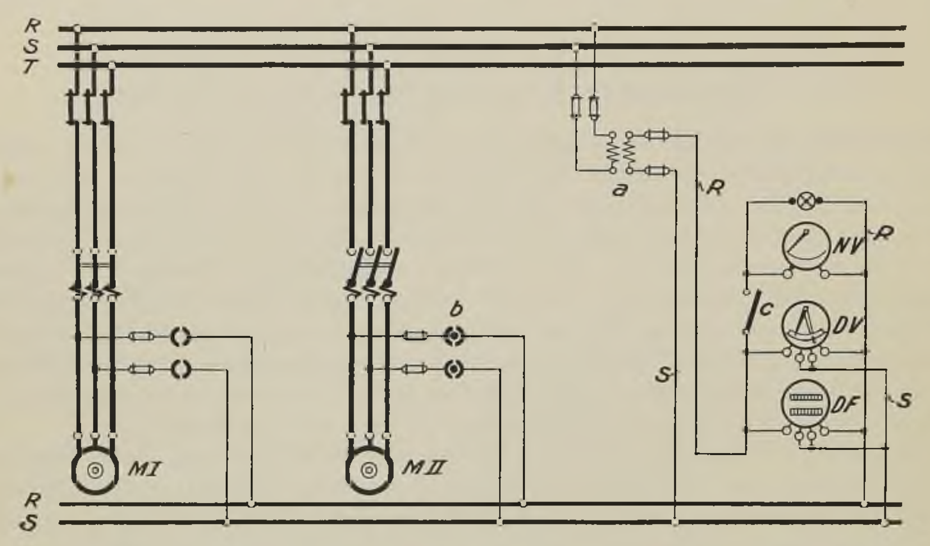


Abb. 492. Parallelschaltung von Drehstromgeneratoren bei einer Niederspannungsanlage.

voltmeters auf die Netzspannung und mit Hilfe des Doppelfrequenzmessers auf annähernd dieselbe Frequenz eingeregelt, die das Netz hat, so legt man, um die Übereinstimmung der Phasen zu messen, an der Meßschaltung den Schalter *c* ein und schaltet dadurch die Phasenlampe *P* und den Nullspannungsmesser *NV* zwischen die Sammelschiene *R* und den entsprechenden Pol des zuzuschaltenden Generators *II*. Weil dessen Frequenz nur annähernd mit derjenigen des Netzes übereinstimmt, wird zwischen der Sammelschiene *R* und dem entsprechenden Pole des zuzuschaltenden Generators eine Spannung bestehen, die allmählich zunimmt, wieder abnimmt, umkehrt usw. Entsprechend wird der Nullspannungsmesser ausschlagen und wieder zurückgehen und die Phasenlampe aufleuchten und wieder erlöschen. Indem man die den Generator *II* antreibende Kraftmaschine langsamer oder schneller laufen läßt, erreicht man, daß der Nullspannungsmesser nur ganz langsam ausschlägt; in dem Augenblick, wo der Nullspannungsmesser auf Null zeigt, die Phasenlampe zugleich dunkel ist, schaltet man den Generator *II* zu.

Die zugeschaltete Dynamo ist nun mit der anderen elektromagnetisch gekuppelt. Belastung übernimmt sie erst, wenn ihre Antriebmaschine mehr Dampf empfängt, als für den Leerlauf erforderlich ist. Zu diesem Zwecke verstellt man gemäß Ziffer 73 den Fliehkraftregler der Antriebmaschine, so daß ihre Füllung bei ungeänderter Drehzahl größer wird. Die Verteilung der Last auf die einzelnen Maschinen geht ebenfalls auf dem Wege über die Regler der Kraftmaschinen vor sich. Die Spannung ist so einzuregeln, daß die Maschine ihre Leistung mit kleinster Stromstärke hergibt.

241. Das Kraftwerk und die Kraftverteilung. In Abb. 493[1] ist das Kraftwerk und die Kraftverteilung eines Bergwerks veranschaulicht. Der Schaltplan ist zum größten Teile einpolig gezeichnet. Soll eine einpolig gezeichnete Leitung oder ein einpolig gezeichneter Schalter usw. als zweipolig oder dreipolig gelten, so deutet man das durch zwei bzw. drei

[1] Der Abb. 493 liegt eine von den SSW ausgeführte Anlage zugrunde.

Querstriche an. Hier handelt es sich um eine Drehstromanlage von 6000 V Spannung. Es sind zwei Generatoren vorhanden, von denen der eine nebst Erregermaschine und

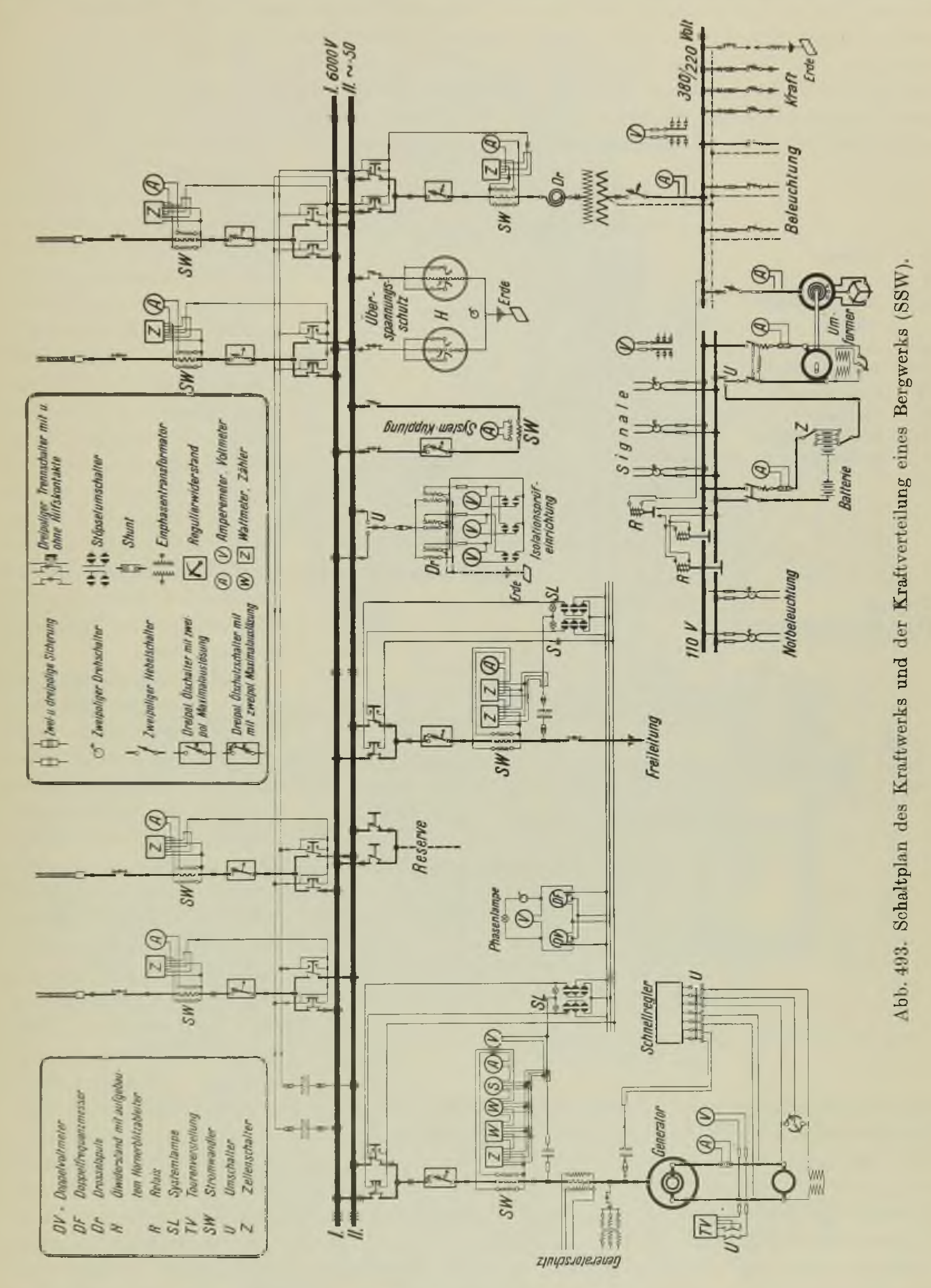


Abb. 493. Schaltplan des Kraftwerks und der Kraftverteilung eines Bergwerks (SSW).

zugehörigen Schalt-, Meß-, Reglungs- und Sicherungseinrichtungen dargestellt ist, während der andere mit Reserve bezeichnet ist. Außerdem ist Anschluß an die Freileitung eines Überlandkraftwerkes vorhanden, um aus ihm Strom zu entnehmen oder ihm

Strom zuzuführen. Es sind zwei Sammelschienensysteme angeordnet, die mit *I* und *II* bezeichnet sind und gekuppelt werden können. Von den Sammelschienen gehen 4 Kabel ab, um den hochgespannten Drehstrom zu den Werkstätten und in die Grube zu übertragen; jedes Kabel ist sowohl auf das Sammelschienensystem *I* wie auf das System *II* schaltbar. Mit Hilfe eines Transformators ist ferner über Tage ein Niederspannungsnetz für 380/220 V mit geerdetem Nulleiter geschaffen, das den Strom für die Beleuchtung und zum Antriebe kleiner Motoren liefert. Für Signalzwecke und Notbeleuchtung dient schließlich ein mit Akkumulatorenbatterie ausgerüstetes Gleichstromnetz, das seinen Strom von einem Drehstromgleichstromumformer erhält. Die Meßeinrichtung für die Parallelschaltung und die Isolationsprüfeinrichtung sind angedeutet; wegen der im Schaltplan enthaltenen Ausschalter, Trennschalter, Meßtransformatoren und Meßinstrumente, Sicherungen, Regulierwiderstände usw. vgl. die in der Abbildung enthaltene Legende. Unter Tage ist der hochgespannte Drehstrom für den Antrieb der kleinen Motoren ebenfalls auf niedere Spannung herabzusetzen.

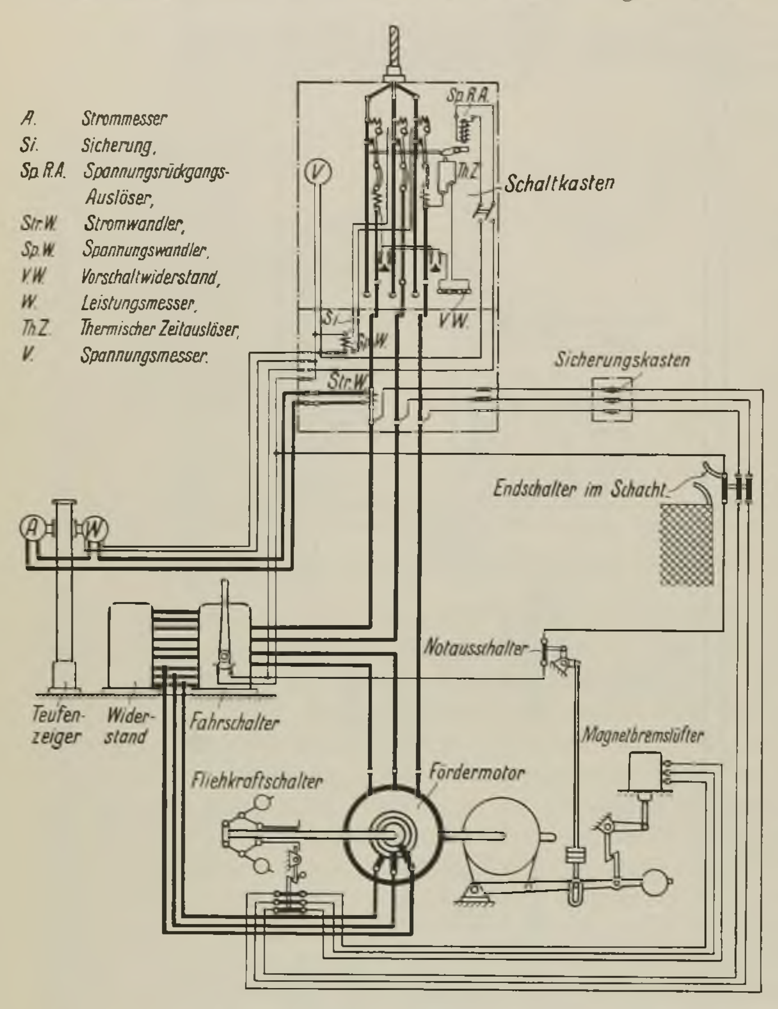


Abb. 494. Schaltbild eines Drehstromhaspels für Produktenförderung und Seilfahrt (SSW).

242. Förderhaspel und Fördermaschinen mit Drehstromantrieb. Beim Drehstromantrieb muß man beim Anfahren und bei der Reglung der Drehzahl Widerstände in den Rotorkreis des Motors einschalten, in welchem erhebliche Verluste auftreten. Ferner ist der Drehstrommotor beim Einhängen von Lasten gegebenenfalls schwierig beherrschbar. Diese Nachteile treten aber bei kleinen Fördergeschwindigkeiten weniger hervor. Deshalb ist der Drehstrommotor um seiner Einfachheit willen für Förderhaspel und langsam fahrende Fördermaschinen der gegebene Antriebmotor. Abb. 494 zeigt den Schaltplan eines Drehstromhaspels, der neben der Produktenförderung auch der Seilfahrt dient und deshalb mit Teufenzeiger und Sicherheitsbremse ausgerüstet ist. Der Strom wird vom Netz zunächst dem im Schaltkasten untergebrachten Selbstschalter zugeführt, der bei Spannungsrückgang durch den Spannungsrückgangsauslöser sofort und bei Überstrom durch den thermischen Zeitauslöser verzögert abschaltet. Die Verzögerung der Überstromauslösung ist durch den Vorschaltwiderstand *VW* regelbar. Mit dem Fahrschalter wird der primäre Strom des Fördermotors umgeschaltet und der Anlaßwiderstand im Rotorkreise zu- und abgeschaltet. Der Leistungs-

messer am Teufenzeiger ist über einen Stromwandler an eine Phase und über einen Spannungswandler an die beiden andern Phasen angeschlossen. Strommesser und Span-

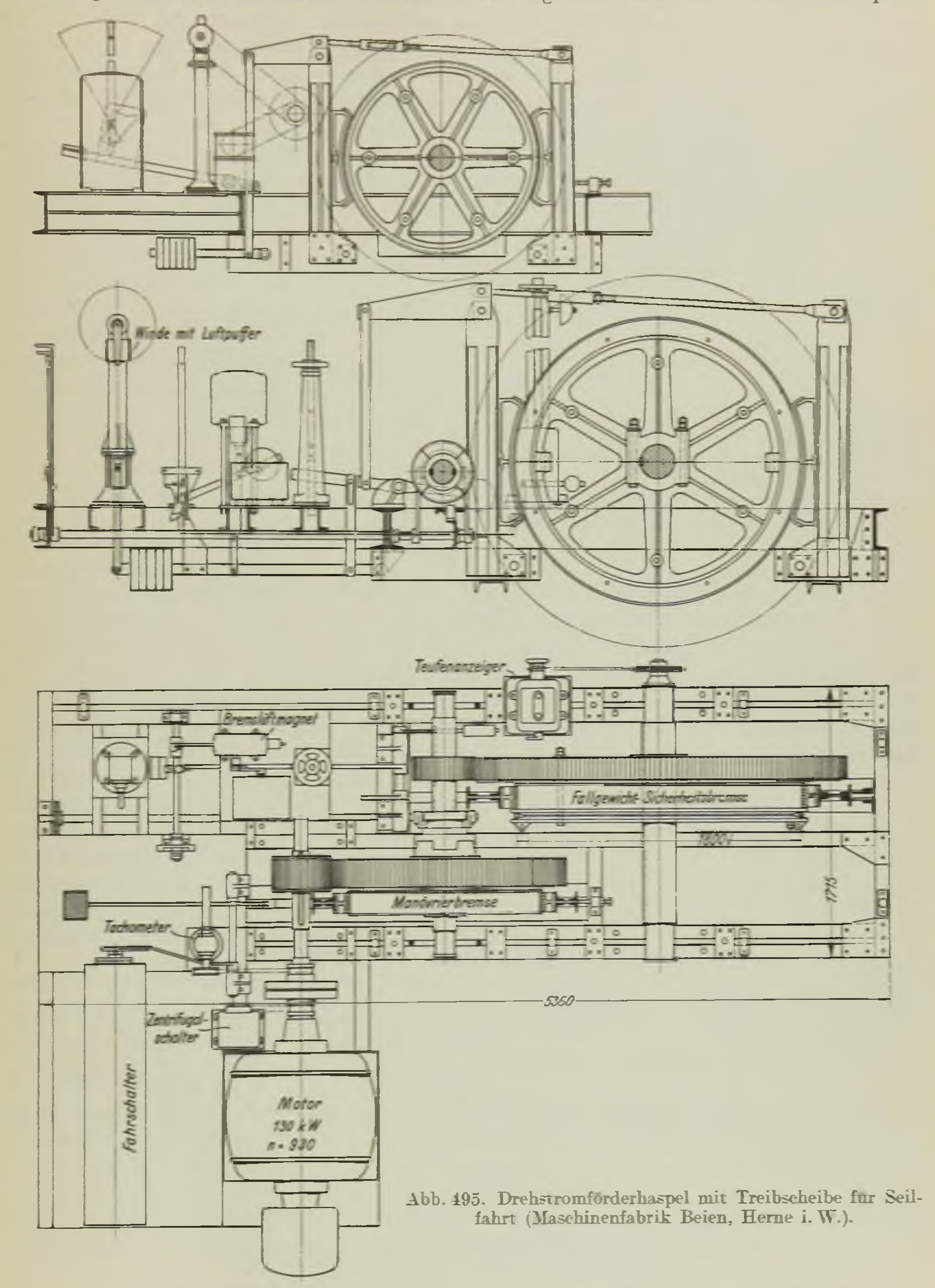


Abb. 495. Drehstromförderhaspel mit Treibscheibe für Seilfahrt (Maschinenfabrik Beien, Herne i. W.).

nungsmesser erhalten denselben Strom bzw. dieselbe Spannung wie der Leistungsmesser. Wichtig ist der den Spannungsrückgangsauslöser und den Magnetbremslüfter beim

Stromloswerden betätigende Sicherheitsstromkreis. Beim Übertreiben wird dieser Sicherheitsstromkreis durch einen Endschalter im Schacht abgeschaltet. Der dadurch stromlos gewordene Magnetbremslüfter läßt die Sicherheitsbremse auffallen, die wiederum den Notausschalter und damit auch den Spannungsrückgangsauslöser betätigt. In derselben Weise wirkt die Unterbrechung des Sicherheitsstromkreises durch den Fliehkraftschalter, wenn der Fliehkraftregler beim Überschreiten der Höchstgeschwindigkeit ausschlägt.

Der mechanische Aufbau eines Drehstromförderhaspels wird durch Abb. 495 veranschaulicht. Der Haspel ist für eine normale Nutzlast von 2500 kg und 3 m/s Seilgeschwindigkeit gebaut. Er besitzt eine Klemmscheibe von 1800 mm Durchm., die über ein doppeltes Vorgelege durch einen Drehstrommotor von 130 kW angetrieben wird. Klemmscheibe, Zahnrad und Bremsscheibe sind zur Entlastung der Welle gegen Verdrehen miteinander verschraubt. Das zweite Vorgelege ist mittels Klauenkupplung ausrückbar, wodurch jedoch die Einwirkung der Manövrierbremse (Fahrbremse) unberührt bleibt. Die Fahrbremse ist eine selbsttätige Gewichtsbremse, welche mit dem Fahrschalter verriegelt ist und durch Fußtritt gelüftet wird. Die als Fallgewichtsbremse ausgebildete Sicherheitsbremse wirkt direkt auf die Treibscheibe. Zu hartes Einfallen dieser Bremse wird durch einen Luftpuffer verhindert. Bei Reparaturarbeiten kann die Sicherheitsbremse durch eine Winde angezogen werden. Die als Doppelbackenbremsen ausgeführten Bremsen sind durch Spannschloß nachstellbar. An Hand der schematischen Bremsdarstellungen Abb. 496 und 497 sei die Berechnung der Bremsen[1] durchgeführt. Beträgt die größte vorkommende Nutzlast $N = 3300$ kg, so ist die von der Sicherheitsbremse abzubremsende Umfangskraft ebenfalls 3300 kg (gleiche Durchmesser von Bremskranz und Treibscheibe). Mit der Reibungszahl $\mu = 0{,}4$ erhält man nach Abb. 496 die Bremskraft

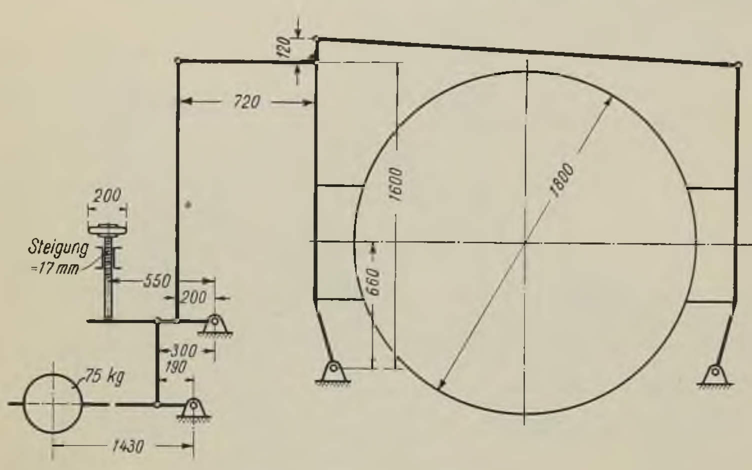


Abb. 496. Sicherheitsbremsschema.

$$B_S = 75 \cdot \frac{1430 \cdot 300 \cdot 720 \cdot 1600}{190 \cdot 200 \cdot 120 \cdot 660} \cdot 2 \cdot 0{,}4 = 9900 \text{ kg},$$

wenn man annimmt, daß auf beide Bremsbacken der gleiche Druck ausgeübt wird. Die Sicherheit wird $\frac{B_S}{N} = \frac{9900}{3300} = 3$, also dreifach.

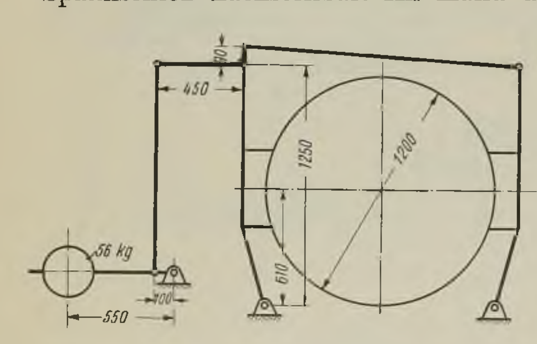


Abb. 497. Fahrbremsschema.

Das Übersetzungsverhältnis zwischen Treibscheibenwelle und der Fahrbremswelle beträgt 1:6,25. Bei dem Bremskranzdurchmesser von 1200 mm wird die abzubremsende Umfangskraft

$$P_u = \frac{3300 \cdot 1800}{6{,}25 \cdot 1200} = 792 \text{ kg}.$$

Nach Abb. 497 beträgt die Bremskraft der Fahrbremse

$$B_F = 56 \cdot \frac{550 \cdot 450 \cdot 1250}{100 \cdot 90 \cdot 610} \cdot 2 \cdot 0{,}4 = 2520 \text{ kg}.$$

Die Sicherheit wird $\frac{B_F}{P_u} = \frac{2520}{792} = 3{,}2$fach.

[1] Vgl. Ziffer 158.

Bei schnellfahrenden Drehstromfördermaschinen treten bei der Anfahrt und auch beim Umsetzen starke Belastungsstöße und erhebliche Verluste auf, weil der Drehstrommotor nur durch Vorschaltung von Widerständen regelbar ist. Abb. 498[1] veranschaulicht das. *a* sind die Verluste im Anlaßwiderstande, *b* die Verluste im Motor, während die weißen Flächen *c* die Motorleistung bedeuten. Wird Last eingehängt, so vermag der Asynchronmotor, wenn der Steuerhebel ganz ausgelegt und der Anker des Motors kurzgeschlossen ist, sehr günstig zu wirken, indem er, die synchrone Drehzahl ein wenig überschreitend, Strom erzeugt und ins Netz schickt. Ist aber der Steuerhebel nicht ganz ausgelegt oder wird er beim Auslauf zurückgenommen, so geht die Fördermaschine beim Einhängen von Last durch, und man kann sie nur durch die Bremse oder, indem man den Steuerhebel über die Mittellage zurücklegt, durch Gegenstrom halten, was aber sehr unwirtschaftlich ist. Je größer die Fördergeschwindigkeit, um so schwieriger ist in diesem Falle der Drehstrommotor elektrisch beherrschbar. Dadurch, daß man die mechanische Bremse der Drehstromfördermaschine verbessert und eine Einrichtung getroffen hat, den Anker des Drehstrommotors bei Erreichung der synchronen Drehzahl mit Hilfe eines Fliehkraftreglers so lange kurzzuschließen, bis die Drehzahl wieder sehr klein geworden ist, hat man die Führung und Sicherung der Drehstromfördermaschine erheblich günstiger gestaltet. Trotzdem sind schnellfahrende Drehstromfördermaschinen bei uns selten geblieben.

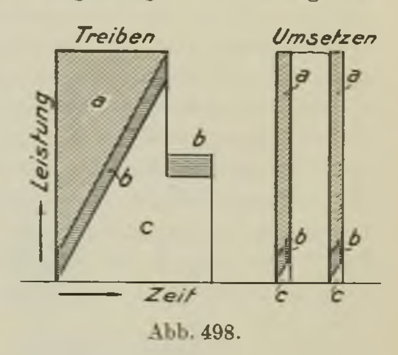


Abb. 498.

243. Gleichstromfördermaschinen mit Leonardscher Schaltung. Bei einem Gleichstrommotor mit unveränderlichem Magnetfelde ist die Drehzahl proportional der zugeführten Spannung, und die ausgeübte Kraft ist proportional der aufgenommenen Stromstärke. Es gilt also: Geschwindigkeit × Kraft = Spannung × Stromstärke. Indem man nach Leonard dem Gleichstrommotor Gleichstrom von veränderlicher Spannung zuführt, kann man seine Geschwindigkeit ebenso verändern, wie man die Spannung des Gleichstroms verändert. Diese Art, einen Gleichstrommotor zu regeln, wird nur in besonderen Fällen angewendet, insbesondere bei Fördermaschinen; denn sie setzt voraus, daß man den Gleichstrom in einer besonderen, mit dem Motor zusammenwirkenden Dynamo erzeugt. Im Schema Abb. 499 ist *b* eine fremderregte Gleichstromdynamo, die sogenannte Steuerdynamo, die den Strom für den konstant erregten[2] Gleichstromfördermotor *c* erzeugt. Richtung und Spannung dieses Stromes und damit Drehsinn und Geschwindigkeit des Fördermotors werden geändert, indem der Fördermaschinist durch den Steuerhebel *g* den umschaltbaren Regulierwiderstand *f* betätigt und dadurch Richtung und Stärke des Magnetisierungsstroms der Steuerdynamo *b* einstellt. Je weiter der Steuerhebel ausgelegt wird, desto größere Spannung wird erzeugt, desto größer wird die Fördergeschwindigkeit. Jeder Stellung des Steuerhebels entspricht also eine gewisse Fahrtrichtung und eine gewisse Fördergeschwindigkeit. Die Geschwindigkeit ist unabhängig von der Last, sie wird also stets gleich sein, gleichgültig ob man Last hebt oder einhängt. Die Last beeinflußt nur die Stromstärke. Indem man, wie es die Abbildung veranschaulicht, die Auslage des Steuerhebels durch eine von der Fördermaschine gedrehte Kurvenscheibe *h* begrenzt, erzwingt man für den ganzen Förderzug, daß die Geschwindigkeit innerhalb der gegebenen Grenzen bleibt. Allerdings wird bei ein und derselben Steuerhebellage ein und dieselbe Last ein wenig schneller eingehängt als gehoben. Weil nun die Sicherheitskurven so eingestellt werden, daß sie beim Einhängen größter Seilfahrtlast die Fördermaschine rechtzeitig an der Hängebank stillsetzen, muß man in

[1] Nach Philippi: Elektrizität im Bergbau.

[2] In den Förderpausen wird das Magnetfeld des Fördermotors, um Energie zu sparen, geschwächt, indem in den Magnetisierungskreis ein Widerstand gelegt wird.

das Steuergestänge eine vorgespannte Feder einfügen, die man schließlich zusammendrücken muß, um beim Heben von Lasten bis zur Hängebank zu fahren.

Man erkennt, daß die Steuerung der Gleichstromfördermaschine mit Leonardscher Schaltung auf das schärfste von der Steuerung der Drehstrom- und der Dampffördermaschine unterschieden ist. Bei der Drehstrom- und der Dampffördermaschine steht z. B. nichts im Wege, den Steuerhebel aus der größten Auslage schnell in die Mittellage zu legen. Hat man aber bei der Fördermaschine mit Leonardschaltung ganz ausgelegt und fährt man z. B. mit 1000 V Spannung und 20 m/s Fördergeschwindigkeit, so bedeutet die schnelle Zurücknahme des Steuerhebels in die Mittellage, daß der nun als Dynamo wirkende, etwa 1000 V erzeugende Fördermotor durch die spannungslose Steuerdynamo kurzgeschlossen wird, infolgedes ein sehr hoher, von den stärksten mechanischen Wirkungen begleiteter Bremsstrom auftritt. Deshalb darf man bei den Gleichstromfördermaschinen den Steuerhebel nur langsam vor- und zurücklegen. Fährt man aus der Hängebankstellung an, kann man wegen der Sicherheitskurven nicht schnell auslegen; fährt man von einer Zwischensohle an, könnte man schnell auslegen, darf es aber nicht[1].

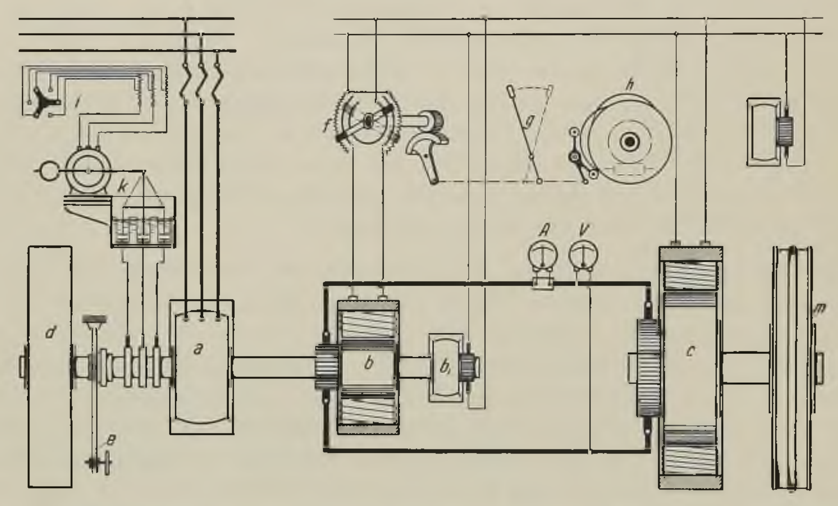


Abb. 499. Schaltplan einer Gleichstromfördermaschine mit Leonardscher Schaltung und Schwungradausgleich nach Ilgner.

Obwohl die Gleichstromfördermaschine vorzüglich elektrisch beherrschbar ist, braucht sie ebenso wie die Dampffördermaschine eine Manövrier- und eine als Sicherheitsbremse dienende Fallgewichtbremse[2]. Die Manövrierbremse wird nur vom Maschinisten gehandhabt, während bei allen sichernden Wirkungen die Fallgewichtbremse ausgelöst wird. In Abb. 500, in der a wieder den antreibenden Drehstrommotor, b die Steuerdynamo, c den Fördermotor und d das Schwungrad bedeutet, ist g das Fallgewicht der Sicherheitsbremse, das durch einen Druckluftzylinder h hochgehalten wird. Das Fallgewicht geht nieder, wenn man die Druckluft aus dem Zylinder h durch den Hahn i abläßt. Das geschieht entweder von Hand mittels Hebels l oder selbsttätig, wenn das Gewicht des Bremsmagneten n niederfällt oder die Wandermutter m des Teufenzeigers aufstößt; in allen Fällen wird der Hebel k ausgeklinkt, der niederfällt und den Hahn i öffnet. Das nunmehr niedergehende Fallgewicht legt die Bremse auf; dadurch wird zugleich der Notausschalter o in Tätigkeit gesetzt, der den Magnetisierungsstrom der Steuerdynamo stufenweise ausschaltet, so daß auch eine starke elektrische Bremsung auftritt. Damit die Fallgewichtbremse während der Fahrt nicht zu scharf auffällt, wird die ausströmende Luft je nach der Größe der Fahrtgeschwindigkeit mehr oder weniger gedrosselt.

---

[1] Es gibt Einrichtungen, die auch beim Anfahren von einer Zwischensohle den Maschinisten hindern, den Steuerhebel schnell auszulegen. [2] Vgl. Ziffer 156.

Das Gewicht des Bremsmagneten wird durch den normalerweise die Magnetwicklung durchfließenden Strom hochgehalten, fällt aber nieder, wenn der Magnetisierungsstrom unterbrochen wird, infolgedes in der beschriebenen Weise das Fallgewicht ausgelöst wird. Der Stromkreis des Bremsmagneten stellt einen Sicherheitskreis dar, der je nach der Art der Gefährdung an verschiedenen Punkten selbsttätig unterbrochen wird. Der Sicherheitsstromkreis wird bei *1* unterbrochen, wenn der Höchststromschalter vor dem Drehstrommotor *a* ausgelöst wird. Die Unterbrechung bei *1* wirkt aber nicht, solange der Schalter *3* geschlossen ist, d. h. solange das Schwungrad *d* durch die Kupplung *e* mit dem Umformer gekuppelt ist; denn dann treibt ja das Schwungrad den Umformer weiter, so daß der Förderzug vollendet werden kann. Wird der Umformer, was vorkommen kann, durch eingehängte Last auf zu hohe Drehzahl getrieben, so unterbricht der auf der Umformerwelle sitzende Fliehkraftregler den Bremsmagnetstrom bei *2*. Die Unter-

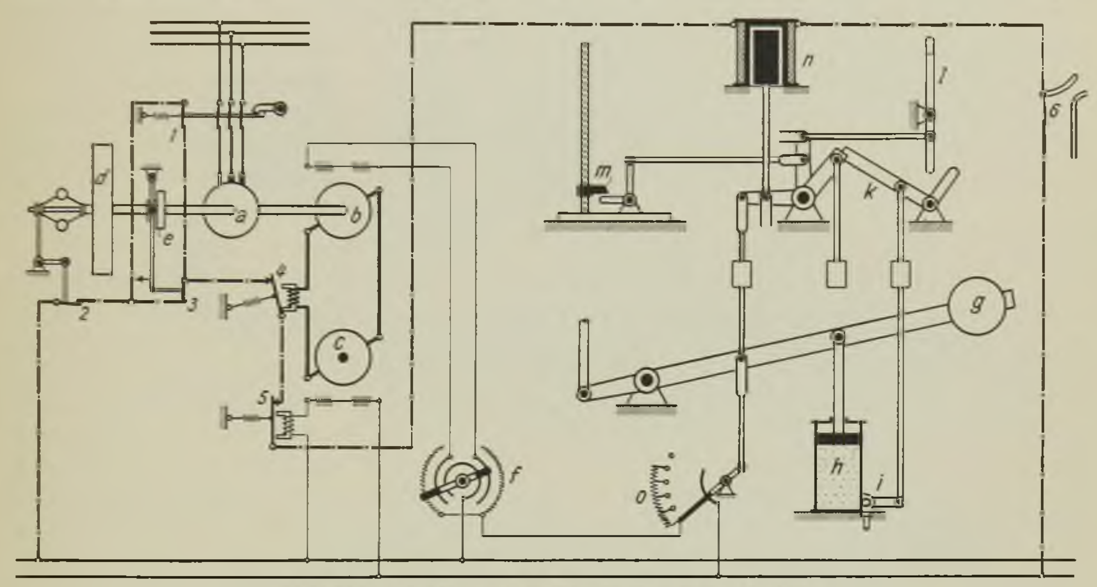


Abb. 500. Anordnung des Bremsmagnetstromkreises.

brechung bei *4* erfolgt, wenn der Fördermotor zu großen Strom nimmt, die bei *5*, wenn der Erregerstrom ausbleibt, und die bei *6*, wenn der Förderkorb zu hoch fährt und den aus der Abbildung ersichtlichen Schachtausschalter umlegt.

Wie wird die Steuerdynamo angetrieben? Bei dem in Abb. 499 dargestellten Schema wird die Steuerdynamo *b* durch einen Drehstrommotor *a* angetrieben, der seinen Strom aus dem Drehstromnetz der Zeche erhält. Damit der Drehstrommotor und das Kraftwerk nicht die starken Belastungsschwankungen der Steuerdynamo *b* mitmachen, deren Leistung ja ebenso schwankt wie die der Fördermaschine, wird der Antrieb in der von Ilgner angegebenen Art durch das Schwungrad *d* abgepuffert. Um das Schwungrad kräftig zu laden und zu entladen und dem Netze einen innerhalb enger Grenzen schwankenden Strom zu entnehmen, wird der Drehstrommotor *a* zu kleinerem oder größerem (12 bis 15% erreichenden) Schlupf gezwungen, indem durch den Hilfsmotor *k* weniger oder mehr Widerstand in seinen Ankerkreis gelegt wird. Der Hilfsmotor wird nämlich von dem Strom beeinflußt, den der Motor *a* dem Netze entnimmt, indem er einen proportionalen Strom durch den Stromwandler *i* empfängt. Es sind viele Gleichstromfördermaschinen mit Schwungradumformer ausgeführt worden. Der erstrebte Belastungsausgleich wird durch das Schwungrad vollkommen erreicht; aber das Schwungrad ist teuer, verursacht Reibung und drückt wegen des erforderten Schlupfes den Wirkungsgrad des antreibenden Drehstrommotors herab. Wo der Belastungsausgleich nicht entscheidend ist, baut man deshalb schwungradlose Umformer. Dabei sorgt man,

wie es das in Abb. 501 enthaltene Diagramm veranschaulicht, daß mit abnehmender Beschleunigung angefahren wird, um die Belastungsspitze zu erniedrigen. Abb. 501[1]

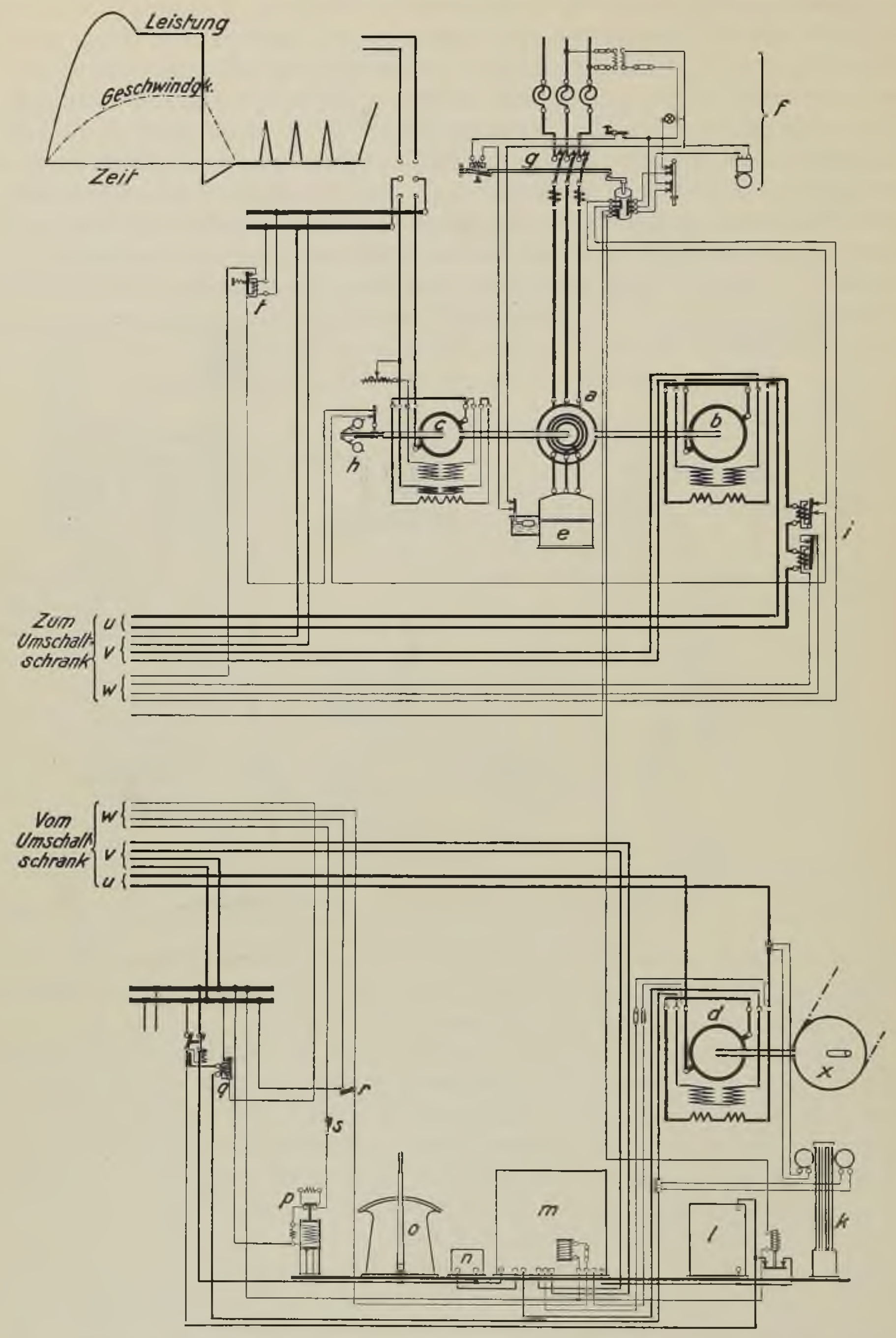


Abb. 501. Gleichstromfördermaschine mit Leonardschaltung und schwungradlosem Umformer. (Zeche Sachsen bei Hamm.)

a Drehstrommotor
b Steuerdynamo
c Erregermaschine
d Fördermotor
e Flüssigkeitsanlasser
f Betätigung der Sicherheitsbremse beim Ausbleiben der Drehstromspannung
g Schutzhalter
h Fliehkraftschalter
i Höchststromrelais
k Teufenzeiger
l Notausschalter
m Steuereinrichtung
n Feldschwächschalter
o Steuerbock
p Sperrmagnet der Sicherheitsbremse
q Minimalausschalter
r Seilfahrtschalter
s Endausschalter im Schacht
t Spannungsauslöser
x Treibscheibe

[1] Nach Philippi: Elektrizität im Bergbau.

zeigt den Schaltplan einer von den SSW für die Zeche Sachsen bei Hamm ausgeführten Leonardfördermaschine mit schwungradlosem Umformer, die mit einer 7 m großen Treibscheibe normal 6 t aus 950 m mit 15, später mit 20 m/s Höchstgeschwindigkeit fördert. Der mit $n = 600$ laufende Umformer, der wenig Platz braucht, weil Schwungrad und Schlupfwiderstand fehlen, ist im Keller aufgestellt. Über die in der Schaltung enthaltenen Maschinen und Einrichtungen unterrichtet die dem Schaltplan beigegebene Legende.

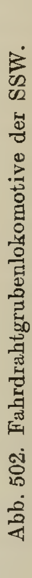
Um bei schwachbelasteten Fördermaschinen die Arbeit des leerlaufenden Umformers zu sparen, schaltet man ihn bei längeren Förderpausen aus; die SSW haben eine Schaltung durchgebildet, mittels welcher der Fördermaschinist den schwungradlosen Umformer von seinem Platze aus ab- und zuzuschalten vermag.

Schließlich kann man überhaupt davon absehen, die Leonardfördermaschine auf dem Wege über den Umformer an das Drehstromnetz der Zeche zu hängen. Es sind Anlagen ausgeführt worden, bei denen die Steuerdynamo durch eine Dampfturbine angetrieben wird, die außerdem eine den Drehstrom für den Zechenbetrieb erzeugende Dynamo treibt.

Die Wirtschaftlichkeit der elektrischen Fördermaschine im Vergleich zur Dampffördermaschine muß im einzelnen Falle erwogen werden. Im Ruhrgebiet haben 12% der Schachtfördermaschinen elektrischen Antrieb. Ein Vorzug der elektrischen Fördermaschinen ist unbestritten: sie haben den ruhigsten Gang, und bei ihnen leiden die Förderseile infolge Seilschwingungen am wenigsten.

244. Elektrische Grubenlokomotiven. Die Lokomotive muß sich selbst und die Förderwagen bewegen. Die am Haken der Lokomotive gemessene Zugkraft ist für die Förderwagen verfügbar. Die Zugkraft hängt ab von der Stärke der Lokomotive und ist begrenzt durch die Reibung zwischen Lokomotive und Schienen. Wenn beide Lokomotivachsen Treibachsen sind, was bei den Grubenlokomotiven immer der Fall ist, beträgt die Zugkraft 10 bis 15% des Lokomotivgewichts. Ist das Gleis an einigen Stellen schlüpfrig, muß man dort Sand streuen; es ist nur trockener Sand brauchbar, und meist ist es nötig, den Sand erst zu trocknen, indem man ihn erhitzt. Der beim Fahren zu überwindende Reibungswiderstand beträgt etwa 15 kg/t, wenn die Wagen mit Gleitlagern ausgerüstet sind, und 10 kg/t, wenn sie Rollenlager haben. Mit andern Worten: Der Reibungswiderstand beträgt 1,5 bzw. 1% des Zuggewichtes. In den Kurven ist der Widerstand erheblich größer; weil aber nur wenige Wagen in den Kurven sind, kommt man mit den genannten Zahlen für den Widerstand des ganzen Zuges aus. Beim Anfahren ist eine viel größere Zugkraft erforderlich, weil die Reibung der Ruhe zu überwinden und der Zug zu beschleunigen ist. Für 0,1 m/s² Anfahrbeschleunigung ist die Beschleunigungskraft = 1% des Zuggewichtes. Gesondert ist zu rechnen, um wieviel der Zugwiderstand bei ansteigender Bahn größer, bei Gefälle kleiner wird. Eine Steigung oder ein Gefälle 1:1000 erhöht bzw. vermindert den Zugwiderstand um 1 kg/t. Häufig haben die Querschläge nach dem Schacht Gefälle; bei einem Gefälle 1:250 oder 4:1000 braucht der beladen zum Schacht fahrende Zug 4 kg/t weniger, der leer zurückfahrende 4 kg/t mehr als bei söhliger Bahn.

Die Nutzleistung einer söhligen oder annähernd söhligen Förderbahn wird in Nutztkm gemessen. 1 t Nutzlast 1 km weit gefördert ist 1 Nutztkm. Was ist unter Nutzlast zu verstehen? Wenn man die Bahn für sich betrachtet, so ist die Nutzlast gleich der Ladung der Förderwagen. Unter anderem Gesichtspunkt rechnet man nur die geförderten Kohlen, nicht die Berge oder nur die vom Tage kommenden als Nutzlast. Beim Vergleich von Grubenbahnen ist auf die Grundlage der Rechnung zu achten. Für den Kraftbedarf der Bahn kommt es auf die Bruttotkm an. Ist das Gewicht der Förderwagen halb so groß wie die Nutzlast und fahren die Wagen leer ins Feld, beladen zum Schacht, so sind auf söhliger Bahn für 1 Nutztkm 2 Bruttotkm aufzuwenden. Ist der Fahrwiderstand der Förderwagen 15 kg/t, so sind bei einer Streckenförderung für 1 Nutztkm $2 \cdot 15 \cdot 1000 = 30\,000$ mkg oder 0,11 PSh zu leisten. Bei einer Lokomotivförderung ist außerdem die Lokomotive zu bewegen, die etwa ¼ der Nutzlast wiegt, so daß 1 Nutztkm etwa 0,14 PSh erfordert. Indem man auch den Verschiebedienst, ferner die Verluste in den Lokomotivmotoren,



C Fahrschalter (Controller)
H Handrad der Bremse
M Motor
S Sandstreuergriff
Sch Höchststromschalter
W Vorschaltwiderstände

Abb. 502. Fahrdrahtgrubenlokomotive der SSW.

in den Leitungen und im Drehstromgleichstromumformer berücksichtigt, kommt man auf etwa 0,3 kWh Aufwand über Tage für 1 Nutztkm unter Tage.

Man hat bei den elektrischen Grubenlokomotiven Fahrdraht- und Akkumulatorlokomotiven. Die Fahrdrahtlokomotiven, die überhaupt den größten Anteil der Grubenlokomotiven stellen, überwiegen weitaus; sie können in Schlagwettergruben, da die Funken am Fahrdraht oder an der Schienenrückleitung die Schlagwetter zünden würden, nur im einziehenden Wetterstrome verwendet werden[1]. Damit die Instandhaltungskosten nicht zu hoch werden, muß man die Lokomotiven gut schmieren, darf sie nicht ohne Zahnräderschutzkasten laufen lassen und soll sie nicht übermäßig überlasten. Es werden nur noch Gleichstromgrubenlokomotiven gebaut, für die Strom von 250 V erzeugt wird, so daß die Lokomotiven unter Berücksichtigung des Spannungsabfalles in den Leitungen im Mittel Strom von 220 V empfangen. Zum Antriebe dienen zwei federnd aufgehängte Hauptstrommotoren, die ihre Achse durch ein einfaches Vorgelege treiben. Daß der Hauptstrommotor kräftig anzieht und bei kleiner Last schneller fährt als bei großer, macht ihn vorzüglich für den Bahnbetrieb geeignet. Die normalen Fahrdrahtlokomotiven wiegen etwa 9 t und leisten etwa 36 PS, sind also imstande, kräftig zu ziehen und schnell zu fahren; im Mittel beträgt ihre Zugkraft 900 kg und ihre Geschwindigkeit 10 bis 12 km/h. Außer den 36pferdigen sind auch 50pferdige Fahrdrahtlokomotiven im Gebrauch. Der kupferne Fahrdraht wird unter der First der Strecke in mindestens 1,8 m Höhe angebracht. Die zur Rückleitung des Stromes dienenden Schienen sind an den Stößen und quer gut leitend zu verbinden, um die Streuströme, die den Schießbetrieb gefährden und Anfressungen an den Rohrleitungen und Kabeln verursachen, möglichst herabzusetzen[2].

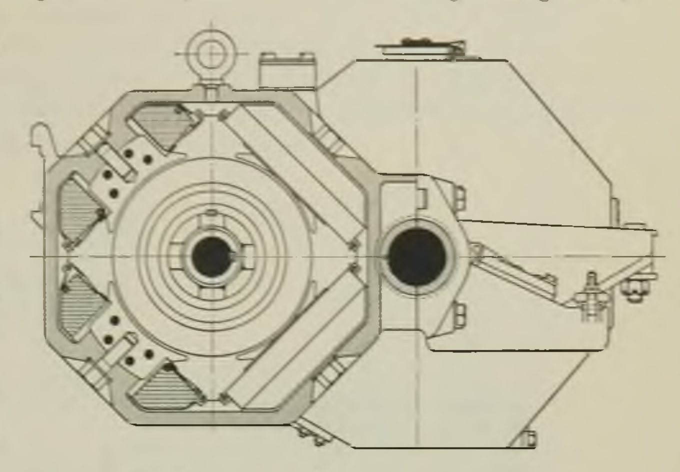


Abb. 503. Elektromotor nebst eingekapseltem Rädervorgelege.

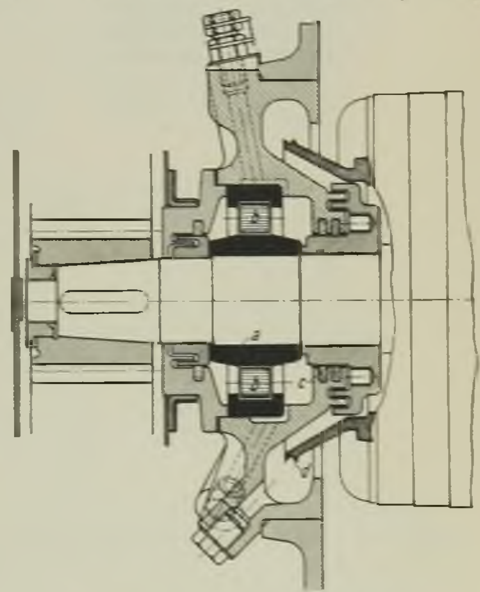


Abb. 504. Lagerung der Motorwelle.

Die Abb. 502 bis 504 zeigen die konstruktive Ausführung einer Fahrdrahtgrubenlokomotive der SSW nebst Einzelheiten. Im überdeckten Führerstande sind der Fahrschalter, das Handrad für die Bremse, der Griff dür den Sandstreuer, der Höchststromschalter und ein Kurzschließer untergebracht, mit dem man den Fahrdraht mit dem Lokomotivgestell verbinden kann, um die Lokomotive spannungslos zu machen. Abb. 505 veranschaulicht die Schaltung des Fahrschalters, der zwei Kontaktwalzen hat. Mit der stromlos gesteuerten Umschaltwalze *UW* werden die Anker- und Feldanschlüsse für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt hergestellt; die Hauptwalze *HW* ent-

[1] Vgl. Truhel: Die Schlagwettersicherheit der elektrischen Lokomotivförderung. Glückauf 1929, Nr. 26.

[2] Vgl. Truhel: Glückauf 1925, S. 453 und Ullmann: Glückauf 1925, S. 1553.

hält die Anlaß- und Fahrtstellungen. Beim Anlassen soll man ruckweise von einer Stellung zur anderen gehen, auf jeder aber so lange verweilen, daß der Motor folgen kann; beim Abschalten soll man schnell zurückgehen. Beim Anfahren sind die beiden Lokomotivmotoren zunächst — Stellung *1* bis *5* — hintereinandergeschaltet, so daß die Lokomotive, wenn die gußeisernen Anfahrwiderstände *GW* ausgeschaltet sind, mit halber Geschwindigkeit fährt. Dann werden die Motoren — Stellung *6* bis *9* — parallelgeschaltet, wobei zunächst die Anfahrwiderstände wieder vorgeschaltet werden; indem man sie stufenweise abschaltet, erreicht man die volle Fahrgeschwindigkeit. Bremsung durch Gegenstrom ist nicht zulässig, weil die Motoren zu sehr belastet werden.

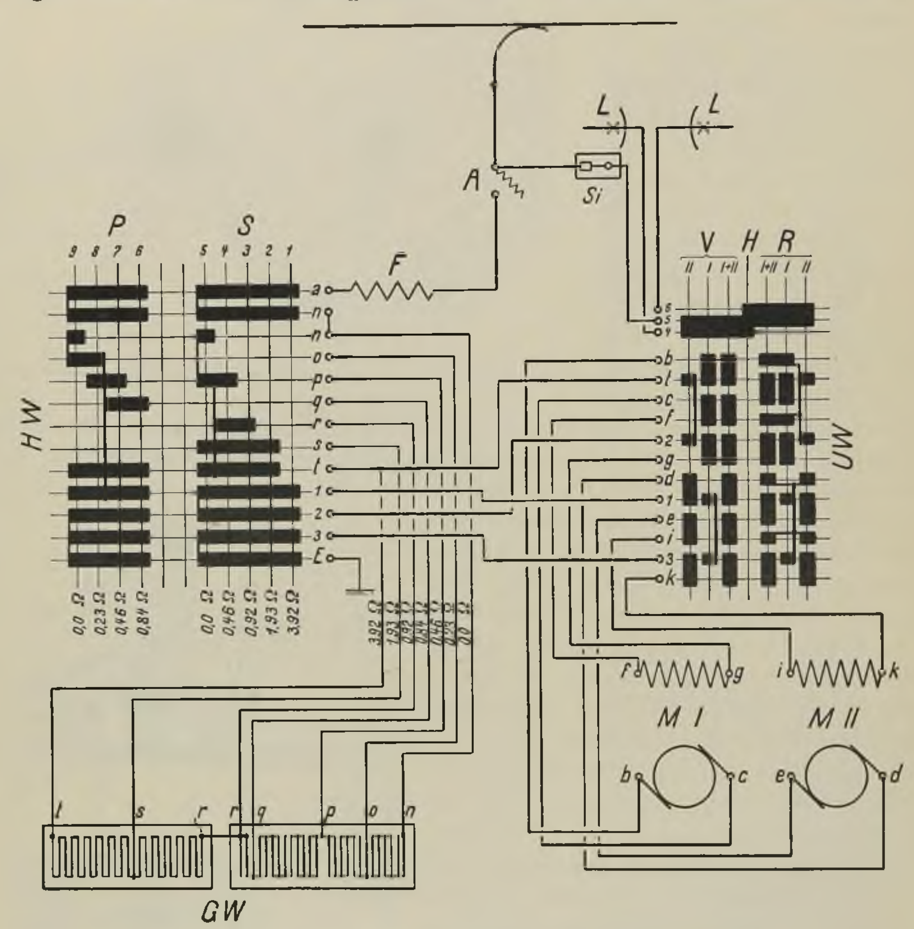


Abb. 505. Fahrschalter einer Fahrdrahtgrubenlokomotive.

Der für die Grubenbahn erforderliche Gleichstrom wird aus dem zur Verfügung stehenden hochgespannten Drehstrom umgeformt. Die Umformeranlage wird unter Tage, meist in der Nähe des Schachtes, aufgestellt. Früher verwendete man als Umformer nur Motorgeneratoren, die den Vorteil haben, daß man die Gleichstromspannung auf der Gleichstromseite gut regeln kann und von den Spannungsschwankungen des Drehstroms einigermaßen unabhängig ist. Heut wird der Einankerumformer bevorzugt, der billiger ist und besseren Wirkungsgrad hat, obgleich ihm ein Transformator vorzuschalten ist, der die hohe Drehstromspannung in die erforderliche niedrigere umsetzt, die bei dreiphasigen Umformern etwa 60 %, bei sechsphasigen etwa 35 % der zu erzeugenden Gleichstromspannung beträgt. Beim Einankerumformer kann man die Gleichstromspannung nicht auf der Gleichstrom- sondern nur auf der Drehstromseite regeln. Mit Hilfe vorgeschalteter Drosselspulen kann man die Spannung um $\pm 5\%$ ändern; für weitergehende Reg-

lung bis $\pm 25\,\%$ ist ein Drehtransformator erforderlich. Obwohl der Einankerumformer drehstromseitig ein Synchronmotor ist, wird er in der Regel asynchron angelassen. Der

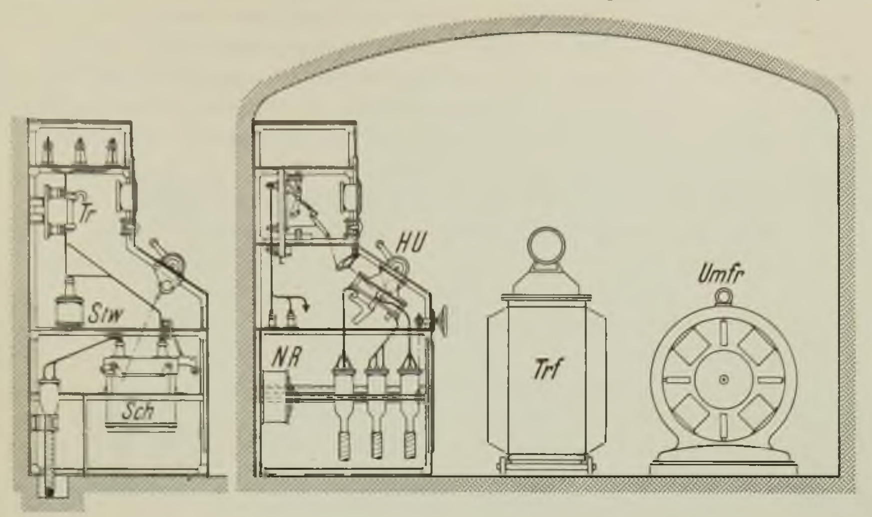


Abb. 506. Aufbau einer Einankerumformeranlage.

Nebenschlußregler der Gleichstromseite wird in Vollaststellung gebracht. Dann legt man den Umformer an eine dem vorgeschalteten Transformator abgezapfte Teilspannung, die etwa ⅓ der normalen ist, worauf er dank seiner in den Polschuhen untergebrachten Dämpferwicklung wie ein Kurzschlußankermotor anläuft, sich mit zunehmender Drehzahl selbst erregt und in den Synchronismus hineinläuft. Abb. 506 zeigt den Aufbau, Abb. 507 den Schaltungsplan einer Einankerumformeranlage mit vorgeschaltetem Transformator.

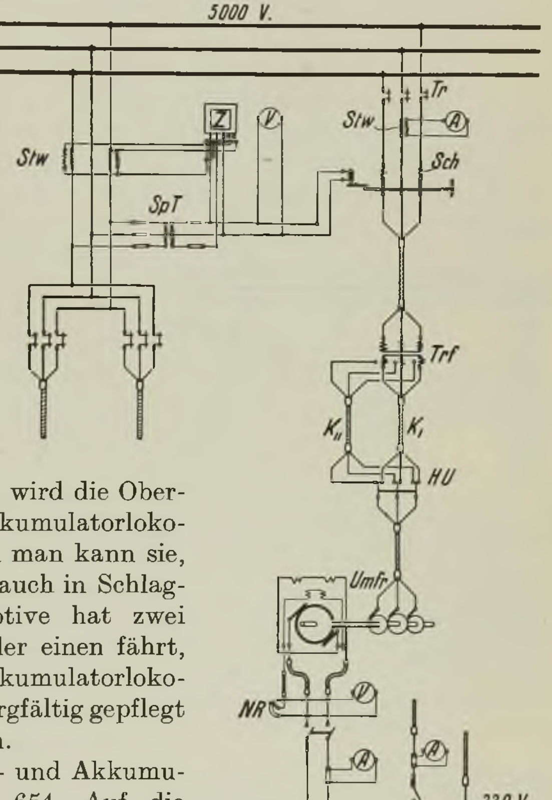


Abb. 507. Schaltplan einer Einankerumformeranlage.

Bei den in geringerem Umfange angewendeten Akkumulatorlokomotiven wird die Oberleitung gespart. Deswegen können die Akkumulatorlokomotiven niedrigere Strecken befahren, und man kann sie, indem man sie schlagwettersicher kapselt, auch in Schlagwetterstrecken verwenden. Jede Lokomotive hat zwei Akkumulatorbatterien; während sie mit der einen fährt, wird die andere geladen. Damit sich die Akkumulatorlokomotiven bewähren, müssen die Batterien sorgfältig gepflegt werden und dürfen nicht überlastet werden.

Über die Betriebskosten der Fahrdraht- und Akkumulatorlokomotiven vgl. Glückauf 1922, S. 654. Auf die bestehenden bergpolizeilichen Vorschriften sowie die bezüglichen Vorschriften des Verbandes deutscher Elektrotechniker sei hingewiesen.

245. Regelbare Drehstromantriebe für Hauptgrubenventilatoren. Es war in Ziffer 235 darauf hingewiesen, daß der Asynchrondrehstrommotor, der nur durch Vorschaltung von Widerstand im Ankerkreis regelbar ist, keine wirtschaftliche Reglung der vom

Ventilator zu fördernden Wettermenge zuläßt. Bei Zechen, die in Entwicklung begriffen sind, treibt man den Ventilator zunächst mittels Riementriebes durch einen kleinen Motor an, den man später durch einen großen, direkt gekuppelten ersetzt. Das Bedürfnis, die Drehzahl des Ventilators innerhalb engerer Grenzen zu regeln, bleibt aber bestehen.

Eine einfache und wirtschaftliche Reglung besteht darin, daß man zwischen Motor und Ventilator ein veränderliches Zahnradgetriebe einschaltet. Die Reglung ist zwar nicht stetig, hat aber den großen Vorteil, daß man raschlaufende, billige Motoren mit unveränderlicher Drehzahl verwenden kann. Dieser Reglung haben sich in letzter Zeit durch die Herstellung hochwertiger Zahnradgetriebe gute Aussichten eröffnet.

Abb. 508. Kaskadenschaltung.

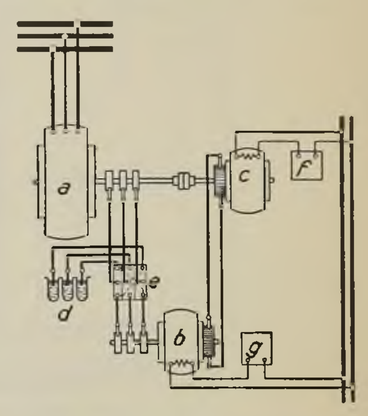


Abb. 509. Reguliergetriebe mit Gleichstromhintermotor.

Bei der Kaskadenschaltung, Abb. 508[1], setzt man die Drehzahl des Motors a herab, indem man an seine Schleifringe die Ständerwicklung eines zweiten Motors c anschließt, der mit dem Hauptmotor a starr oder durch Riementrieb verbunden wird. Dadurch wird die Drehzahl des Hauptmotors so weit herabgesetzt, wie der Summe der Polzahlen beider Motoren entspricht. Bei einem 10poligen Motor z. B. wird die Drehzahl 600, wenn man einen 4poligen Motor hinterschaltet im Verhältnis 10:14, d. h. auf 429 herabgesetzt. Kaskadenmotoren der beschriebenen Art sind nur in geringem Umfange für Ventilatorantriebe angewendet worden.

Auch die feinstufig regelnden Antriebe mit Drehstromkollektorhintermotor oder mit Umformung der Schlupfenergie über einen Drehstromkollektormotor werden bei Ventilatorantrieben nur für kleine Leistungen angewendet, während bei großen Leistungen die Reglung über Gleichstrom überwiegt. Bei dem in Abb. 509[1] dargestellten Getriebe mit Gleichstromhintermotor wird der im Läufer des Hauptmotors a erzeugte Drehstrom im Einankerumformer b in Gleichstrom umgeformt und dem mit dem Hauptmotor a starr oder durch Riemen verbundenen Gleichstromhintermotor c zugeführt. Die Drehzahl der beiden gekuppelten Motoren wird herabgesetzt, indem man den Widerstand f kleiner einstellt und dadurch das Magnetfeld des Gleichstrommotors c verstärkt. Mit dem Regulierwiderstand g kann man die Erregung des Einankerumformers verändern, um für den vom Motor c verbrauchten Netzstrom $\cos\varphi = 1$ zu machen.

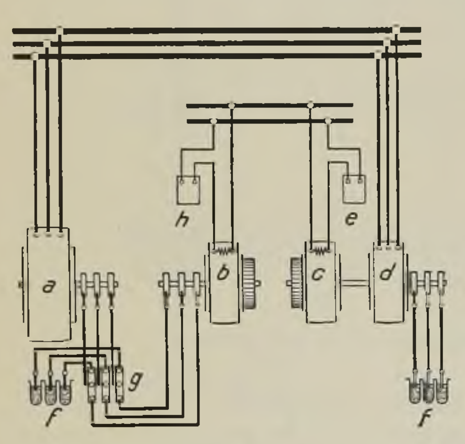


Abb. 510. Reguliergetriebe mit Energierückgabe ins Netz.

Bei der in Abb. 510[1] dargestellten Reglung wird die an den Schleifringen des Hauptmotors a abgenommene, im Einankerumformer b in Gleichstrom umgeformte Energie ins Drehstromnetz zurückgegeben, indem der Gleichstrom in dem aus dem Gleichstrommotor c und dem Drehstromasynchrongenerator d bestehenden Motorgenerator in Drehstrom umgeformt wird. Reglung der Drehzahl des Hauptmotors a, indem mit dem Regulierwiderstande e das Magnetfeld des Gleichstrommotors c geändert wird.

246. Elektrische Antriebe in Schlagwetterräumen[2]. Die betriebsmäßig an den Kollektoren von Gleichstrommotoren, an den Schleifringen von Drehstrommotoren, an Schal-

---
[1] Nach Philippi: Elektrizität im Bergbau.

[2] Vgl. Philippi: Elektrische Vorortmaschinen. Glückauf 1925, S. 389.

tern, deren Kontakte nicht unter Öl liegen, an durchbrennenden Sicherungen usw. auftretenden Funken zünden Schlagwetter. Der sicherste Schutz ist, die Teile, an denen Funken auftreten, fest einzukapseln, so daß, wenn eingedrungene Schlagwetter gezündet werden, die Wände dem auftretenden, höchstens 7 bis 8 at betragenden Explosionsdruck widerstehen. Kleine Motoren kapselt man ganz ein, um auch geschützt zu sein, wenn die Wicklung durchbrennt. Bei großen nicht einkapselbaren Drehstrommotoren soll die zulässige höchste Erwärmung 25% niedriger, die Isolierfestigkeit 50% höher sein als normal. Ferner soll der Luftzwischenraum zwischen Läufer und Ständer 50% größer sein, damit es nicht dazu kommt, daß der Läufer am Ständer schleift. Größere Schalter sind als Ölschalter auszuführen. Neben der geschlossenen Kapselung sind Plattenschutzkapselung und Drahtgewebekapselung zulässig, werden aber nur in geringem Umfange angewendet.

Um die für ortverrückbare Maschinen gebrauchten Stecker schlagwettersicher zu machen, verbindet man sie derart mit einem schlagwettersicheren Schalter, daß sie nur

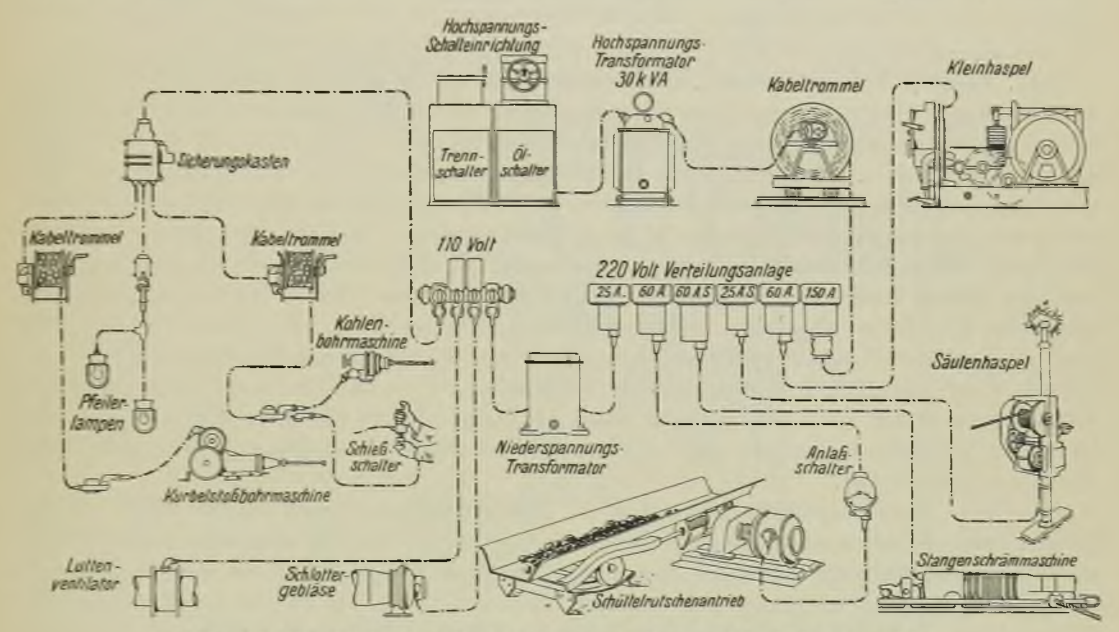


Abb. 511. Überblick über die vor Ort anwendbaren elektrischen Antriebe.

bei geöffnetem Schalter gezogen und geschlossen werden können und der Schalter nur bei geschlossenem Stecker einschaltbar ist. Streckenkabel sollen kräftigen Stahldrahtmantel haben; für Anschlußkabel werden Kabel mit starkem, doppeltem Gummimantel empfohlen. Trotz allen Sicherheitsmaßregeln bleiben selbstverständlich Gefahrenmöglichkeiten bestehen, die ihren Grund in Unachtsamkeit oder Zufälligkeiten haben, und gegen die man sich nicht schützen kann. Im Auslande ist der elektrische Antrieb unter denselben Gefahrbedingungen in viel größerem Umfange als bei uns eingeführt. Abb. 511[1] gibt einen Überblick über die vor Ort verwendbaren elektrischen Antriebe, die mit 220 V und mit 110 V betrieben werden.

Welche Vorteile bietet der elektrische Antrieb vor dem Druckluftantrieb? Technisch ist der elektrische Antrieb nur für Luttenventilatoren dem Druckluftantrieb überlegen, weil beim Elektromotor nur die Lager zu schmieren sind. Für Bohrhämmer kommt elektrischer Antrieb überhaupt nicht in Frage, und für stoßende Bohrmaschinen und Schüttelrutschen ist er dem Druckluftantrieb unterlegen. Für Haspel und Schrämmaschinen darf man beide Antriebe technisch für etwa gleichwertig

[1] Nach einer Vorlage der SSW.

halten. Wirtschaftlich ist in allen Fällen der elektrische Antrieb weit überlegen. Wie hoch man die Überlegenheit zu bewerten hat, hängt ganz von den Annahmen und Zahlen ab, die man für den Vergleich zugrunde legt.

Es mögen bei reinem Druckluftbetrieb für 1 t geförderte Kohle 120 m³ angesaugte Luft erforderlich sein. Auch beim Übergange zum elektrischen Antrieb sollen für Bohr- und Abbauhämmer und für günstig arbeitende Luftdüsen 60 m³ angesaugte Luft gebraucht werden[1], so daß die restlichen 60 m³ durch den elektrischen Antrieb gespart werden können. Rechnet man für 1 Nutzpferdstunde einschließlich des Anteils an den Undichtheitsverlusten 40 m³ angesaugte Luft, so bedeuten die gesparten 60 m³ Luft 1,5 Nutzpferdstunden, für die man wegen der Verluste in den Leitungen, Transformatoren und Motoren über Tage etwa 1,6 kWh aufwenden müßte. Kostet 1 m³ angesaugte und auf den üblichen Enddruck gepreßte Luft 0,35 Pf. und 1 kWh 5 Pf., so spart man für 1 t geförderte Kohle 21 Pf. an Druckluftkosten und muß 8 Pf. für die Kosten der elektrischen Energie neu aufwenden. Die Betriebskosten werden also um 13 Pf./t vermindert[2]. Die wirkliche Ersparnis ist geringer, weil der elektrische Antrieb in der Anschaffung teurer ist und das Nebeneinander der beiden Antriebarten verteuernd wirkt.

247. Elektrisch angetriebene Schrämmaschinen und Schüttelrutschen. Die elektrisch angetriebenen Schrämmaschinen[3] entsprechen im Aufbau den mit schnellaufenden Pfeilradmotoren angetriebenen Schrämmaschinen, wie sie in den früheren Abb. 458 und 459 dargestellt sind. Der antreibende Drehstrommotor, der bis 22 oder 28 kW leistet, wird sehr lang, weil sein Durchmesser beschränkt ist, damit die Schrämmaschine nicht zu hoch wird; zwecks besserer Abkühlung ist er mit Kühlrippen versehen. Der Motor wird im Mittelteil der Schrämmaschine einseitig gelagert, so daß seine Achse ebenso liegt wie eine der beiden Radwellen bei der Pfeilradschrämmaschine. Der Antrieb kann also vom Elektromotor ebenso abgeleitet werden wie beim Pfeilradmotor, und sowohl der Schrämkopf als auch der Windenkopf lassen sich ebenso wie bei der Pfeilradschrämmaschine ausführen, wenn der Elektromotor mit dem Pfeilradmotor in der Drehzahl übereinstimmt. Bemerkenswert ist, daß sich die elektrisch angetriebene Schrämmaschine etwas länger baut als die Pfeilradmaschine, weil das den Elektromotor einschließende Mittelstück der Maschine länger wird.

Der mit Kurzschlußanker ausgeführte Drehstrommotor wird durch einen Sterndreieckwalzenschalter angelassen. Selbsverständlich kann man die Schrämmaschine nicht mit der hohen, übertage erzeugten Spannung betreiben, sondern muß die Spannung durch einen Transformator untertage herabsetzen, meist auf 220 V. Im Betriebe merkt man den Unterschied, daß der Druckluftmotor langsam fahren, auch zum Stillstande kommen kann, ohne daß die Kraftzufuhr gestört wird, während in diesen Fällen beim Elektromotor der Strom selbsttätig ausgeschaltet wird. Als Vorteil des Elektromotors ist zu bezeichnen, daß er seine Drehzahl selbst hält, ob er schwach oder stark belastet ist, und daß er sich kurzzeitig überlasten läßt.

Um bei elektrischem, von der Welle eines Drehstrommotors abgeleitetem Antriebe einer Schüttelrutsche[4] das Bewegungsgesetz: beschleunigter Hingang, stoßartige Verzögerung und Rückgang der Rinne zu erfüllen, ist man verschiedenartig vorgegangen. Früher übertrug man die Drehbewegung des Motors über ein mehrfaches Zahnradvorgelege auf eine Kurbelscheibe, die mittels eines Federgestänges die Rutsche antrieb. Von der Verwendung der Federgestänge ist man heute völlig abgekommen.

Abb. 512 zeigt einen modernen elektrischen Schüttelrutschenantrieb der Maschinenfabrik Gebr. Eickhoff, Bochum. Der nicht gezeichnete Drehstrommotor, der auf seiner Welle das Ritzel a trägt, ist ein Kurzschlußläufer von 15 kW und $n = 1500$. Das Ritzel a treibt über ein mehrfaches Vorgelege die Kurbelwelle c, die mit einem Schwinghebelsystem d eine Schwingwelle bewegt. Der mit zwei Löchern für Hübe von 110 und 175 mm

[1] Bei kürzeren Lutten sind Düsen, weil sie einfach und zuverlässig sind und keiner Wartung und Schmierung bedürfen, mit Ventilatoren wettbewerbfähig.

[2] Vgl. auch Ziffer 214. [3] Vgl. Ziffer 225. [4] Vgl. Ziffer 227.

versehene Angriffshebel *e* der Zugstange kann wechselweise je nach den Betriebsverhältnissen an einer der beiden Seiten der konisch endenden Schwingwelle befestigt werden. Die Rutschenbewegung wird ohne Anwendung von Federn lediglich durch das Schwinghebelsystem hervorgerufen. Der Antrieb macht minutlich 72 Hübe und ergibt bei einer söhlig gelagerten Rutsche von 100 m Länge eine stündliche Förderleistung von etwa 30 bis 40 t.

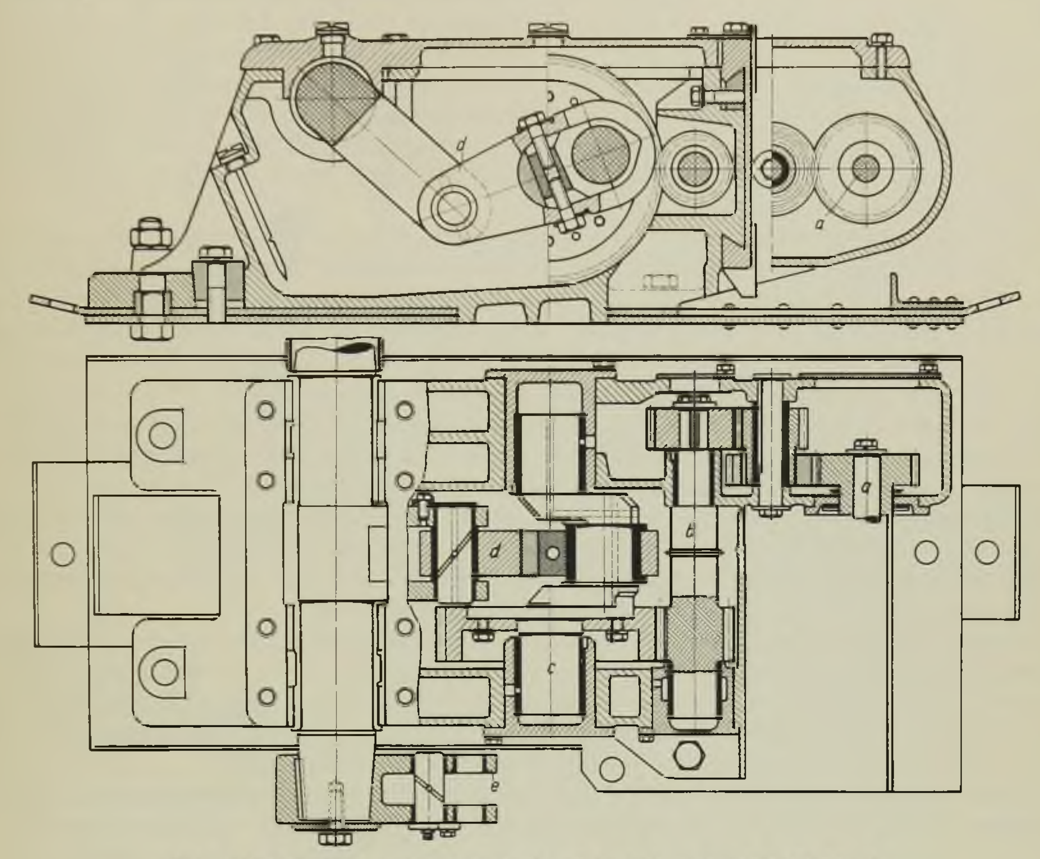


Abb. 512. Schüttelrutschengetriebe für elektrischen Antrieb (Eickhoff).

Für die im Kohlenbergbau angewendeten kleineren Rutschen genügen Drehstrommotoren mit Kurzschlußanker, die durch einen einfachen, dreipoligen Schalter angelassen werden. Im Kalibergbau kommen Rutschen mit größerem Querschnitt und größerer Förderlänge vor, für deren Antrieb Schleifringmotoren nötig sind, die durch einen besonderen Anlasser anzulassen sind.

XXVII. Meßkunde[1].

248. Bestimmung der minutlichen Umlaufzahl. Um n, d. h. die minutliche Umlaufzahl zu bestimmen, zählt man die Umdrehungen innerhalb eines mit der gewöhnlichen oder mit der Stoppuhr zu bestimmenden Zeitraumes. Bei mäßigen Drehzahlen genügt es, einen auf der Welle vorstehenden Keil gegen die Hand schlagen zu lassen. Auch für

[1] Elektrische Messungen sind nicht behandelt. Auf Gramberg: Technische Messungen, Berlin: Julius Springer, sei hingewiesen.

höhere Drehzahlen sind Zähler verwendbar, die aus einer kleinen, in einer Dreikantspitze endenden Schneckenwelle und einem 100zähnigen Schneckenrade bestehen; indem man die Dreikantspitze in den Körner der Welle preßt, deren Drehzahl zu messen ist, kuppelt man die Welle mit dem Zähler. Liest man an der Uhr den Zeitpunkt ab, wann man den Zähler in die Welle einsetzt, und den Zeitpunkt, wann man ihn wieder herausnimmt, so ist n bestimmbar. Stoppuhr und Zählwerk werden auch zu einem bequemen, genauen Instrument vereinigt, bei dem die Stoppuhr dadurch, daß man die Dreikantspitze des Zählers in den Kamm der Welle hineindrückt, selbsttätig angestellt wird. Bei Abnahmeversuchen an Dampfmaschinen, Gasmaschinen, Kompressoren usw. kann man den mittleren Wert, den n während des Versuches gehabt hat, sehr genau dadurch bestimmen, wenn man den in der Regel vorhandenen Hubzähler zu Beginn und zu Ende des Versuches abliest, und die Gesamtzahl der Umdrehungen durch die Zahl der Minuten teilt, die der Versuch gedauert hat.

Um den augenblicklichen Wert von n zu bestimmen, hat man Tachometer, die ähnlich wirken wie Fliehkraftregler mit Federbelastung. Die Tachometerwelle, die am Ende eine Dreikantspitze oder einen Gummistopfen hat, wird in den Körner der Maschinenwelle eingesetzt und von dieser mitgenommen; die gegen die Tachometerfeder ausschlagenden Schwungmassen bewegen einen Zeiger, der n angibt. Indem man die mit den Schwungmassen verbundene Welle mit verschieden großer, durch Verrücken eines Knopfes einstellbarer Räderübersetzung antreiben läßt, erhält man verschiedene Meßbereiche. Innerhalb enger Meßbereiche sind auch Tachometer brauchbar, die den in Ziffer 240 erwähnten Frequenzmessern entsprechen und aus einem Kamm mit federnden Zungen bestehen, die auf verschieden große Eigenschwingungszahlen abgestimmt sind. Es genügt, den Kamm auf die Maschine zu setzen, deren Drehzahl zu messen ist; durch die Erschütterungen der Maschine werden die Zungen erregt, so daß sie in Resonanz schwingen, wenn die Maschine die entsprechende Drehzahl hat.

Durch Tachographen wird der Verlauf der Drehzahl aufgezeichnet. Derartige Tachographen braucht man z. B., um die Ungleichförmigkeit des Ganges einer Dampfmaschine oder Gasmaschine usw. zu bestimmen. Für den Bergbau sind die in Ziffer 164 besprochenen Tachographen für Fördermaschinen von besonderer Wichtigkeit, die für jeden Förderzug den Verlauf der Fördergeschwindigkeit aufzeichnen.

249. Messung des Drehmoments und der Leistung einer Antriebmaschine mittels Bremse. Abb. 513 stellt den sogenannten Pronyschen Zaum dar. a ist eine auf der Welle der Antriebmaschine sitzende Scheibe; um diese ist eine doppelte Backenbremse gelegt, die mittels der Mutter b stärker oder schwächer anspannbar ist. Scheibe a sucht die Bremse links herum mitzunehmen; im entgegengesetzten Sinne wirkt die am Hebelarm l Meter angreifende Kraft P kg, die gleich der Gewichtbelastung G der Schale c, deren Eigengewicht und dem entsprechend umgerechneten Bremshebelgewicht ist. Damit die Bremse nicht heiß wird und ihr Reibungszustand ungeändert bleibt, werden die Bremsbacken mit Wasser berieselt. Der Bremszaum ist im Gleichgewicht, wenn der Bremshebel zwischen den Anschlagstiften e spielt. Dann ist das von der Antriebmaschine ausgeübte Drehmoment $M_d = Pl$ mkg, und bei n Umdrehungen in der Minute ist die abgebremste Leistung

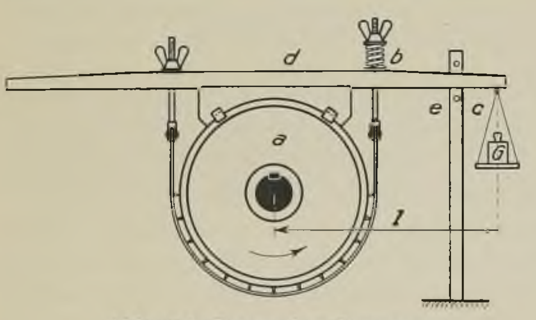


Abb. 513. Pronyscher Bremszaum.

$$N_e = \frac{Pl \cdot 2\pi n}{60}\,\text{mkg/s} = \frac{Pln}{716}\,\text{PS} = \frac{Pln}{973}\,\text{kW}.$$

Abb. 514 zeigt eine bequemere Bremsanordnung, bei der die Kraft P mittels einer Dezimalwaage gemessen wird. Bei der in Abb. 515 dargestellten Anordnung ist eine

Bandbremse verwendet, indem ein gefettetes Tau um die Bremsscheibe geschlungen ist. P ist hier gleich dem Gewicht b, vermindert um die von der Federwaage a angezeigte Kraft. Wirbelstrombremsen, Bremsdynamos und Wasserbremsen werden auch häufig zur Leistungsmessung benutzt, letztere bis zu den allergrößten Leistungen.

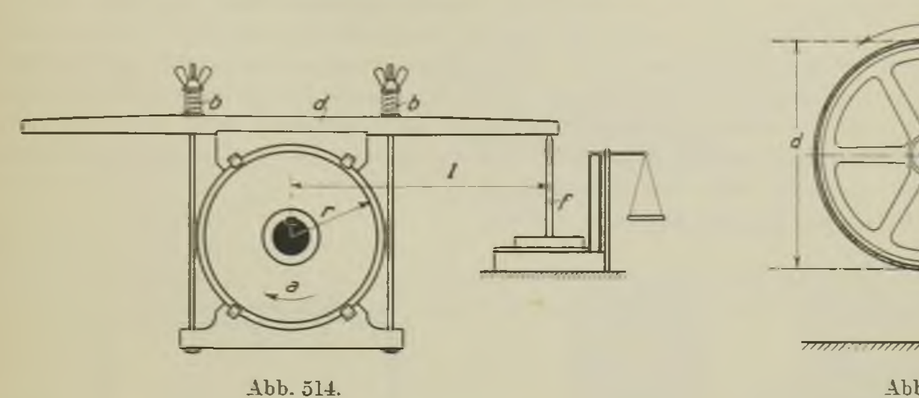


Abb. 514.

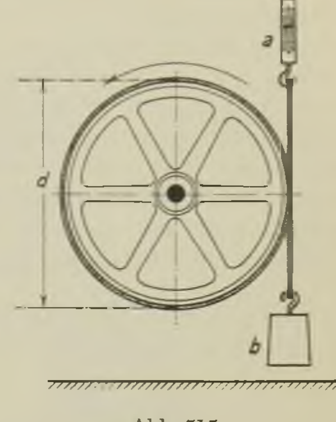


Abb. 515.

250. Messung von Gas- und Flüssigkeitsdrücken. Im allgemeinen mißt man nicht den absoluten Druck, sondern den Über- oder Unterdruck gegen die Atmosphäre; indem man zum Überdruck den Barometerstand addiert oder den Unterdruck vom Barometerstand subtrahiert, erhält man den absoluten Druck. Der Überdruck wird mittels Manometers, der Unterdruck mittels Vakuummeters gemessen; Manovakuummeter spielen zwischen Überdruck und Unterdruck. Um Strömungsgeschwindigkeiten zu bestimmen, wird der Druckunterschied oder der Differenzdruck zwischen zwei Punkten der Leitung gemessen. Die Differenzdruckmesser stimmen grundsätzlich mit dem Manometer überein, sind aber, wenn die Drücke, deren Differenz zu messen ist, erheblich über oder unter der Atmosphäre liegen, so eingerichtet, daß diese Drücke zugleich auf beiden Seiten des Messers auftreten und verschwinden, andernfalls der Messer Schaden erleidet.

Die Manometer, zu denen im weiteren Sinne auch die Vakuummeter gehören, werden als Feder- und als Flüssigkeitsmanometer ausgeführt; außerdem gibt es Instrumente mit Tauchglocken. Federmanometer[1], die eine Platten- oder eine Röhrenfeder haben, braucht man von den kleinsten Drücken (0 bis 20 mm WS Meßbereich) bis zu den größten. Mit Flüssigkeitsmanometern mißt man meist kleinere Drücke; doch sind, indem man Quecksilber verwendet, auch mittlere Drücke meßbar. Tauchglockeninstrumente werden nur für kleinere Drücke angewendet; man kann sie so bauen, daß sie sehr kleine Drücke mit großer Übersetzung anzeigen, z. B. bei 1 mm WS Druckunterschied 50 mm ausschlagen.

Flüssigkeitsmanometer bestehen aus kommunizierenden Röhren, deren eine den zu messenden Druck empfängt, während die andere mit der Atmosphäre verbunden ist. Die frühere Abb. 43 zeigt verschiedene Formen von Flüssigkeitsmanometern: bei der einen, dem U-Rohr, haben beide Schenkel gleichen Querschnitt, bei der anderen ist der eine Schenkel weit, der andere eng, bei der dritten ist der enge Schenkel außerdem schräg. Wie man aber auch das Flüssigkeitsmanometer gestalten mag, bei demselben Druck stellt sich derselbe senkrechte Abstand der beiden Flüssigkeitsspiegel ein. Nur der Unterschied besteht, daß bei verschieden großem Querschnitt der Schenkel die Flüssigkeit im engen Schenkel weiter aus der Nullage ausschlägt als im weiten. Macht man den einen Schenkel sehr weit im Verhältnis zum anderen, so braucht man nur den Flüssigkeitsausschlag im engen Schenkel zu messen. Daß man den engen Schenkel schräg legt, hat den Zweck, bei kleinen Drücken den Ausschlag zu vergrößern. Ist der Schenkel um α^0 gegen die Waagerechte geneigt, so muß man den abgelesenen Ausschlag mit $\sin \alpha$ multiplizieren, um

[1] Vgl. Ziffer 47.

den maßgebenden senkrechten Ausschlag zu erhalten. Wiegt die Meßflüssigkeit γ kg/l und haben die Flüssigkeitsspiegel h mm senkrechten Abstand, so ist der gemessene Druck $= \gamma h$ mm WS.

Abb. 516 zeigt ein schreibendes Flüssigkeitsmanometer in Gefäßform, das aus zwei konzentrischen Rohren besteht. Das innere Rohr ist mit der Atmosphäre verbunden; der äußere Ringraum, der bei der dargestellten Anordnung etwa 8mal größeren Querschnitt als das innere Rohr hat, empfängt den zu messenden Druck. Der Flüssigkeitsausschlag im inneren Rohr, der 8mal größer als der Ausschlag im äußeren Ringraum ist, wird durch einen Schwimmer auf eine durch ein Uhrwerk gedrehte Trommel übertragen. Im linken Bild wird Überdruck gemessen; je höher der Überdruck wird, um so höher steigt der Schwimmer. Im rechten Bilde wird Unterdruck gemessen; je größer der Unterdruck wird, um so tiefer fällt der Schwimmer. Selbstverständlich ist die Anzeige nur richtig,

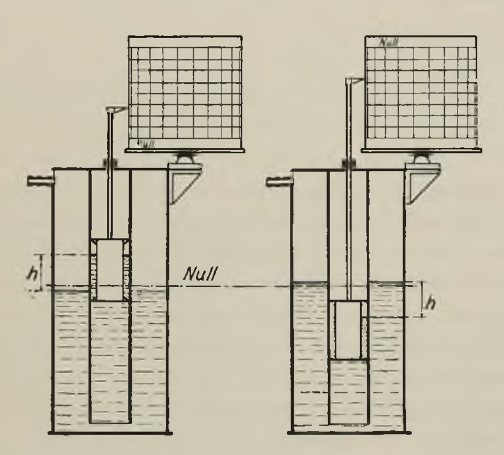


Abb. 516. Schreibendes Flüssigkeitsmanometer in Gefäßform.

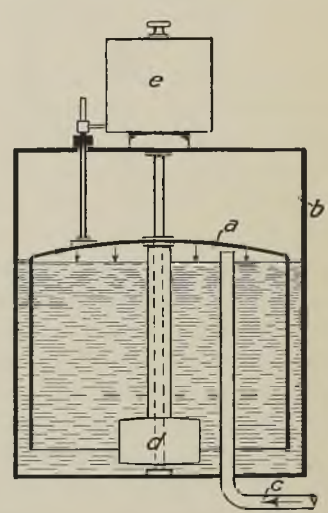


Abb. 517. Druckmessung mittels Tauchglocke.

wenn die richtige Flüssigkeitsmenge vorhanden ist. Man prüft das, indem man beide Schenkel mit der Atmosphäre verbindet; es muß dann der mit dem Schwimmer verbundene Schreibstift auf der Nullinie der Skala einspielen.

Abb. 517 veranschaulicht die Druckmessung mittels Tauchglocke. Die aus Metallblech bestehende Tauchglocke a spielt in dem mit Wasser oder Öl gefüllten, nach der Atmosphäre offenen Gefäße b; der zu messende Druck wird ihr durch die Leitung c zugeführt. Mit der Glocke ist der Schwimmer d verbunden, der die Glocke, wenn sie bis zu einer gewissen Tiefe eingetaucht ist, trägt; sonst könnte die Glocke den unter sie tretenden Überdruck nicht von Null ab anzeigen. In dem Maße, wie der Überdruck steigt, taucht die Glocke auf, wobei sie entsprechend an Auftrieb verliert. Der Hub der Tauchglocke wird durch einen Schreibstift auf die Trommel e geschrieben. Es war schon gesagt, daß man diese Tauchglocken im Durchmesser und im Gewicht so bemessen kann, daß sie bei geringen Druckunterschieden weit ausschlagen, was sie besonders zur Messung kleiner Differenzdrücke geeignet macht.

Differenzdruckmesser dienen dazu, den Druckabfall und dadurch die Geschwindigkeit strömender Gase oder Flüssigkeiten zu bestimmen. Bei einem Dampfkessel z. B. kann man aus dem vom Zugmesser angezeigten Unterdruck gegen die Atmosphäre, der sogenannten „Zugstärke“, nicht auf die Rauchgasmenge schließen, wohl aber aus dem Zugunterschiede über dem Rost und vor dem Rauchschieber (vgl. Abb. 42). Ebenso ist bei einem Grubenventilator die angezeigte Depression kein Maß der Wettermenge, vielmehr braucht man einen besonderen Mengenmesser, der meist als Differenzdruckmesser ausgeführt ist. Man mißt mit dem Differenzdruckmesser entweder nach Ziffer 258 den

Unterschied zwischen Gesamtdruck und statischem Druck, oder gemäß Ziffer 259 den Unterschied der Drücke vor und hinter einer Düse oder einem Staurand oder überhaupt zwischen zwei Punkten der Leitung. Die Askania-Werke, Berlin, verwenden bei ihren anzeigenden und bei ihren schreibenden Differenzdruckmessern Stahlmembranen. Sehr gebräuchlich sind U-Rohre, deren einem Schenkel man den größeren, dem andern den kleineren Druck zuführt. Abb. 518 zeigt einen solchen Differenzdruckmesser mit einem sehr weiten und einem engen, geneigten Schenkel. R. Fueß, Berlin, P. de Bruyn, Düsseldorf, die Hydro-Apparatebauanstalt, Düsseldorf, und viele andere Firmen verwenden als schreibende Differenzdruckmesser Tauchglockeninstrumente gemäß Abb. 519 und 520, deren Glocke von unten den größeren, von oben den kleineren Druck empfängt. Die Zuleitungen werden, wie es Abb. 520 zeigt, gemeinsam geöffnet und geschlossen, indem die Hähne zwangläufig miteinander verbunden sind. Weichen die Drücke, deren Unterschied zu messen ist, erheblich vom atmosphärischen ab, so muß die Schreibtrommel gemäß der rechten Abb. 519 eingeschlossen sein, sonst genügt der in der linken Abbildung dargestellte Flüssigkeitsabschluß. h ist der tatsächliche Druckunterschied, gemessen in mm Flüssigkeitssäule; den Hub der Tauchglocke macht man in der Regel weit größer als h, indem man ihre Abmessungen, insbesondere die Blechdicke, entsprechend wählt. Macht man den Schwimmer der Tauchglocke gemäß Abb. 519 zylindrisch, so muß das

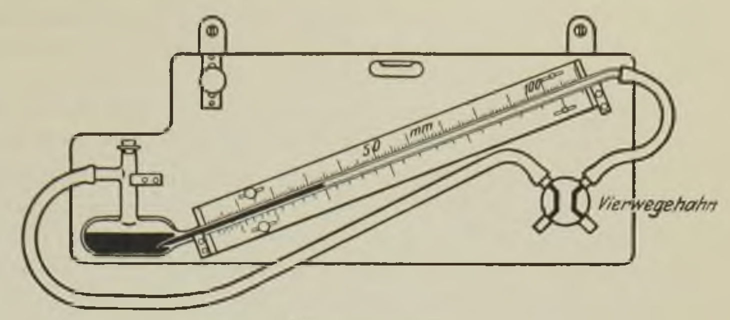
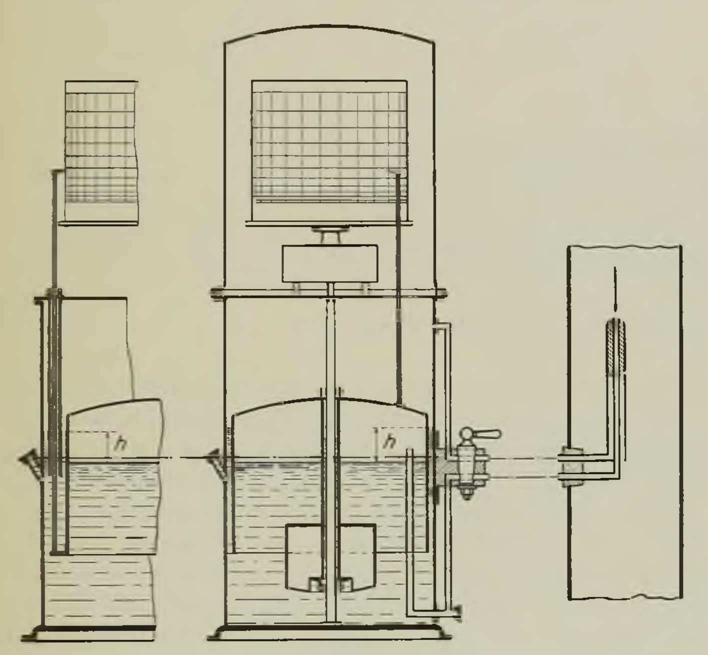
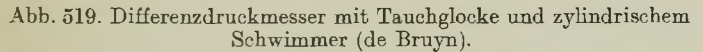


Abb. 518. Differenzdruckmesser.




Abb. 519. Differenzdruckmesser mit Tauchglocke und zylindrischem Schwimmer (de Bruyn).

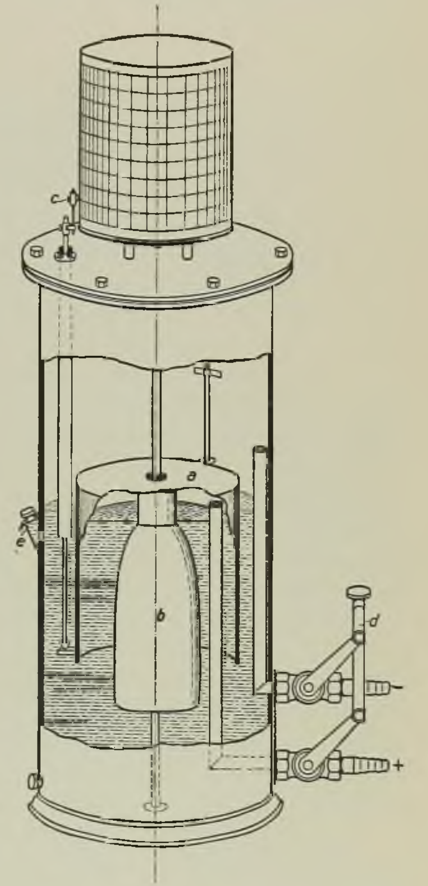


Abb. 520. Differenzdruckmesser mit Tauchglocke und parabolischem Schwimmer (Hydro).

Papier der Trommel, weil der Differenzdruck quadratisch mit der Luft- oder Gasmenge zunimmt (vgl. die Ziffern 258 und 259), quadratisch zunehmende Teilung haben, infolgedes die aufgezeichneten Diagramme nicht planimetrierbar sind. Um gleichmäßige Teilung und planimetrierbare Diagramme zu erhalten, braucht man einen parabolisch begrenzten Schwimmer gemäß Abb. 520.

Wegen der richtigen Bestimmung des Vakuums durch Berücksichtigung des Barometerstandes und wegen der Angabe des Vakuums in Prozenten vgl. Ziffer 90.

251. Der Indikator. Der Aufbau und die Anwendung des Indikators sowie die Auswertung des Indikatordiagramms nach der Trapezregel oder mit dem Planimeter waren im Zusammenhange mit den Kolbenmaschinen in den früheren Ziffern 64 und 65 besprochen. Es war auch darauf hingewiesen, wie man den normalen, bis 15 at ausreichenden Indikator für höhere Drucke verwendbar macht, indem man mit Hilfe von Zylindereinsätzen den normalen Kolben von 20 mm Durchmesser durch Kolben von 10 mm oder 6,4 mm Durchmesser ersetzt, so daß man 4- bzw. 10mal höhere Drücke wie vorher, also Drücke bis 60 bzw. 150 at indizieren kann. Im folgenden sei einiges über Indikatoren nachgetragen.

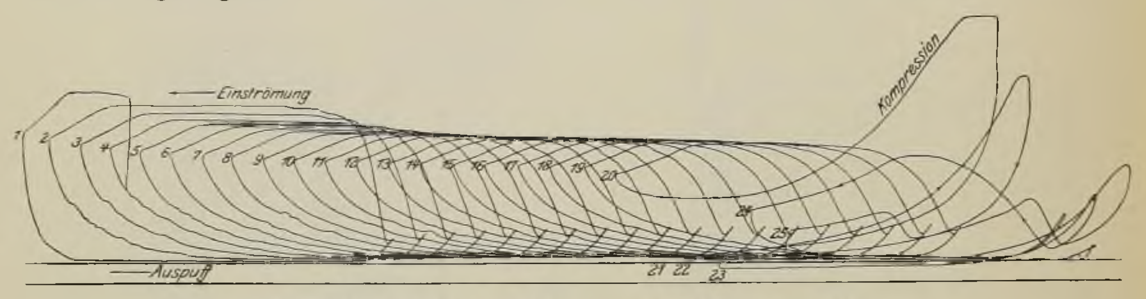


Abb. 521. Fortlaufende Diagramme einer Fördermaschine.

Bei Fördermaschinen ändert sich während der Anfahrt und des Auslaufes das Diagramm von Hub zu Hub. Läßt man den Indikator sämtlicher Diagramme auf dasselbe Blatt schreiben, kann man die Vorgänge nicht genau verfolgen. Kommt es darauf an, so entnimmt man mit einem besonders eingerichteten Indikator „fortlaufende“ Diagramme, die man den Indikator auf eine langsam gedrehte Papierrolle schreiben läßt. Abb. 521 zeigt die fortlaufenden Diagramme einer Fördermaschine mit schlecht eingestellter Kulissensteuerung, die keine Voreinströmung und Vorausströmung aufweist. Bei der Anfahrt sinkt der Druck, mit dem der Dampf in den Zylinder eintritt, weil der Dampf mit zunehmender Geschwindigkeit mehr und mehr Druck durch Drosselung verliert.

Um schnellaufende Kolbenmaschinen zu indizieren, wie Automobilmotoren oder Druckluftmotoren der in Ziffer 220 besprochenen Bauart, sind die normalen Indikatoren nicht verwendbar. Die Maihak-A.G., Hamburg, baut Indikatoren für Schnelläufer, die kleine Diagramme aufzeichnet; Lehmann & Michels, Hamburg, bauen einen Indikator, der das Diagramm punktweise aufzeichnet. Schließlich ist der optische Indikator oder Manograph von Schultze, Frankfurt a. M., zu nennen.

252. Allgemeines über die Messung strömender Flüssigkeits- und Gasmengen[1]. Man hat zählende und anzeigende Messer. Die in ungeheurer Zahl für die Zwecke der Wasser- und Gasversorgung angewendeten Wassermesser und Gasuhren z. B. zählen die durchströmenden Kubikmeter fortlaufend, so daß sich die in einem gewissen Zeitraum durch den Zähler geströmte Menge aus dem Unterschiede der Zählwerkstellungen ergibt, auch die jeweilige Stromstärke, d. h. wieviel m³ in der Zeiteinheit durch den Messer strömen, mit Hilfe einer Uhr bestimmbar ist. Unmittelbar kann man aber die Stromstärke nur bei den anzeigenden Messern ablesen. Damit man die Schwankungen der

[1] Wegen Wettermessungen mittels Anemometers vgl. Heise-Herbst: 1. Band.

Stromstärke verfolgen und die innerhalb gewisser Zeit durch den Messer geströmte Menge bestimmen kann, muß man den anzeigenden Messer registrierend einrichten.

Die zählenden Messer — seien es die offen messenden Kippwassermesser oder seien es geschlossene Kolben-, Flügel- oder Kapselmesser für Wasser oder Druckluft, oder seien es Gasuhren — haben kein Uhrwerk, sondern werden nebst ihrem Zählwerk vom Flüssigkeits- oder Gasstrom getrieben, den sie messen, weshalb sie sehr anspruchslos in der Wartung sind[1]. Ihre Größe wächst mit der Durchflußmenge. Bei großen Durchflußmengen mißt man zweckmäßig nicht den ganzen Strom, sondern legt den Messer in einen kleinen, vom Hauptstrom abgezweigten, ihm proportionalen Teilstrom[2]. Bei Anlagen mit Kolbenpumpen- und Kolbenkompressoren können die Pumpen und Kompressoren selbst zur Messung der von ihnen geförderten Mengen dienen, da die Fördermengen und die Drehzahlen einander proportional sind; bei Turbopumpen und -kompressoren besteht dieser einfache Zusammenhang nicht.

Als anzeigende Wassermesser werden Meßwehre und Behälter mit Ausflußmündungen verwendet, bei denen die Wassermenge aus der Überfall- oder Standhöhe des Wassers bestimmt wird. Bei Wasser, Luft und Dampf sind Staugeräte brauchbar, bei denen, um die Stärke eines Luft- oder Wasserstroms zu bestimmen, dessen dynamischer Druck gemessen wird. Genauer sind Messungen mittels Staurandes, Düse oder Venturirohres, die einen Druckabfall in der Leitung erzeugen, aus dessen Größe die Stärke des Wasser-, Luft- oder Dampfstroms bestimmbar ist. Ebenfalls für Wasser, Luft und Dampf sind Schwimmermesser brauchbar, deren Schwimmer durch den zu messenden Strom um so höher gehoben wird, je stärker er strömt. Meßwehr, Ausflußbehälter und Schwimmermesser werden um so größer, je größere Mengen zu messen sind, während die Staugeräte ganz unabhängig von der zu messenden Stromstärke sind. Wird mittels Staurands, Düse oder Venturirohres gemessen, so sind diese nach der Rohrleitung zu bemessen, während der eigentliche den Druckabfall messende Messer unabhängig von der Größe der Rohrleitung ist. Um die angezeigte Stromstärke auch zu registrieren, brauchen die anzeigenden Messer ein Uhrwerk, das ein Papierband bewegt, auf das die Stromstärke in Abhängigkeit von der Zeit geschrieben wird[3].

Es ist schwieriger, Gas oder Dampf zu messen als Wasser. Denn bei Wasser ändert sich das Volumen mit der Temperatur nur in vernachlässigbarem Maße, während bei den Gasen und Dämpfen Schwankungen des Druckes und der Temperatur entsprechend starke Schwankungen des spezifischen Volumens oder Gewichts zur Folge haben. 1 m^3 Gas, das eine Gasuhr im Sommer mißt, ist weniger Gas als 1 m^3, das sie im Winter mißt. Ein Kapselmesser für Druckluft zeigt dasselbe, ob 1 m^3 Druckluft von 4 atü oder von 6 atü hindurchgeht. Wird Dampf oder Gas mittels Staugeräts oder mittels Staurands, Düse oder Venturirohres oder mittels Schwimmers gemessen, so ist die angezeigte Menge nur richtig, wenn das spezifische Gewicht des Dampfes oder Gases normalen Wert hat. Ist es größer, so wird die Anzeige zu klein; ist es geringer, wird die Anzeige zu groß. Man hilft sich bei schreibenden Dampf- oder Luftmessern, indem man gleichzeitig den Druck aufschreiben läßt, um die Fehler berücksichtigen zu können, oder man bringt am Messer besondere Vorkehrungen an, die die Druckschwankungen selbsttätig berücksichtigen. Es gibt auch Messer besonderer Art für Dampf und Luft, deren Anzeige unabhängig von den Schwankungen des Dampf- oder Luftzustandes ist (vgl. die Ziffern 262 und 263).

Die Genauigkeit der Messer ist sehr verschieden. Wo es darauf ankommt, wird man sich erst überzeugen müssen, wie die Genauigkeit des Messers zu bewerten ist. Für Abnahme- und Leistungsversuche werden die der dauernden Überwachung des Betriebes dienenden Messer in der Regel nicht ausreichen, sondern man wird in diesem Fall beson-

---

[1] Die zählenden Messer für Wasser und Luft entsprechen den elektrischen Motorzählern.

[2] Die technisch sehr wichtige Partial- oder Teilstrommessung (vgl. die späteren Abb. 528, 543 und 545) wird in der Elektrotechnik in genau derselben Weise angewendet.

[3] Mittels besonderer Einrichtungen sind die anzeigenden und registrierenden Messer auch zählend ausführbar.

dere Meßeinrichtungen und -verfahren anwenden. In den Regeln für Abnahmeversuche[1] an Dampfkesseln, Dampfmaschinen, Dampfturbinen, Kompressoren und Ventilatoren ist festgelegt, wie die Messung der strömenden Dampf- und Luftmengen vorzunehmen ist. Anstatt des Dampfes wird häufig sein Kondensat gemessen; Abb. 522 veranschaulicht, wie man das Kondensat mittels eiserner oder mittels hölzerner, mit Zinkblech ausgeschlagener Gefäße mißt, in die man das Kondensat umschichtig leitet. Die von Kolbenkompressoren angesaugte Luftmenge ist aus den Diagrammen ermittelbar. Um in Wetterkanälen die mittlere Geschwindigkeit zu bestimmen, ist die Messung netzweise vorzunehmen oder man durchfährt den Querschnitt mit dem Anemometer langsam in flachen Schlangenlinien.

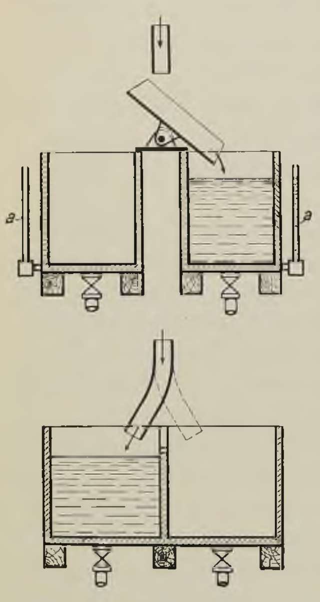


Abb. 522. Wassermessung mit Meßgefäßen.

253. Kippwassermesser. Kippwassermesser sind offene Wassermesser; um Kesselspeisewasser zu messen, muß man sie in die Saugleitung der Speisepumpe einschalten. Bei dem in Abb. 523 dargestellten Kippwassermesser von J. C. Eckardt, Stuttgart, ist das Kippgefäß gerade nach rechts umgeschlagen, und das Wasser fließt in die linke Hälfte A des Kippgefäßes, bis dieses nach links umschlägt, worauf seine rechte Hälfte B gefüllt wird. Die Kippungen werden durch ein Zählwerk gezählt und sollen ein Maß des durch den Messer geströmten Wassers sein; das stimmt aber nicht genau, weil bei starkem Wasserzufluß während des Kippens mehr Wasser ins Kippgefäß strömt als bei schwachem. Genauer ist z. B. der Kippwassermesser von L. und C. Steinmüller, bei dem das Kippen nicht durch den vollen Wasserstrom, sondern durch einen Nebenstrom von gleichbleibender Stärke verursacht wird.

254. Zählende Wassermesser für geschlossene Leitungen. Außer für die Zwecke der Wasserversorgung werden geschlossene Wassermesser vielfach als Kesselspeisewassermesser angewendet, wobei sie die Temperatur des vorgewärmten Speisewassers vertragen müssen. Meist werden sie in die Druckleitung eingesetzt, jedoch vor dem Rauchgasvorwärmer. Wo für mehrere Kessel ein gemeinsamer Rauchgasvorwärmer vorhanden ist, aber das in die einzelnen Kessel gespeiste Wasser gemessen werden soll, muß der Messer hinter die Rauchgasvorwärmer geschaltet werden und erleidet dann Temperaturen bis 150°, für die Sonderausführungen erforderlich sind.

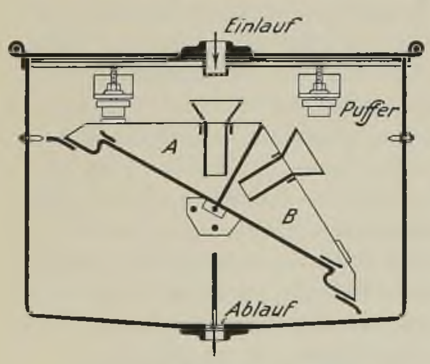


Abb. 523. Kippwassermesser von J. C. Eckardt.

Bei den Kolbenwassermessern wird das Volumen des durch den Messer hindurchtretenden Wassers durch hin und her gehende Kolben gemessen, die vom Wasser bewegt werden und deren Bewegungen gezählt werden. Der Schmidsche Kolbenwassermesser, Abb. 524[2], hat Kurbelbetrieb und zwei sich gegenseitig steuernde Kolben; beim Worthingtonmesser, der kein Kurbelgetriebe hat, steuern sich die Kolben gegenseitig wie bei der Worthingtonpumpe (vgl. Ziffer 177). Der Kolbenwassermesser von J. C. Eckardt hat nur einen Kolben, der an seinen Hubenden die Steuerung umschaltet. Da Kolbenwassermesser nur langsam laufen dürfen, werden ihre Abmessungen verhältnismäßig groß, während ihr Verschleiß bei reinem Wasser gering ist.

Ähnlich wie bei den Kolbenwassermessern wird bei den Kapselwassermessern, die umgekehrt wie Kapselpumpen wirken, das Volumen des hindurchtretenden Wassers gemessen, indem die Umdrehungen des Meßkörpers gezählt werden. Dieser macht bei

[1] Vgl. die Ziffern 32, 89, 109 und 204. [2] Nach Gramberg.

großen Messern bis zu 400, bei kleinen Messern bis zu 700 Umdrehungen in der Minute, so daß Kapselwassermesser viel kleiner ausfallen als Kolbenwassermesser, dafür aber mehr Druck verbrauchen. Reines, kein Stein absetzendes Wasser ist Bedingung für ungestörten Betrieb. Abb. 525 zeigt den Scheibenwassermesser von Siemens & Halske. Die Meßscheibe *a*, deren Achse durch die Führungsrolle *c* zu einer Kegelbewegung um die Mitte der Kugel *b* gezwungen wird, führt eine taumelnde Bewegung aus, wobei sie den untern und den obern Boden der Meßkammer in je einer Linie berührt. Bei einem Umlauf der Meßscheibe tritt eine Wassermenge durch den Messer, die gleich dem Inhalt der Meßkammer ist; die Umläufe der Meßscheibe werden durch den Mitnehmer *d* auf das Zählwerk übertragen. Ist kaltes Wasser zu messen, bestehen Meßscheibe nebst Mittelkugel aus Hartgummi, bei Heißwassermessern besteht die Scheibe aus Bronze, die Kugel aus Graphitkohle. Abb. 526 veranschaulicht den Kapselwassermesser von Bopp & Reuther, Mannheim. Der herumschwingende Meßkolben wird durch das den Messer durchströmende Wasser bewegt. Durch die Öffnungen *E* strömt das Wasser von oben und von unten zu, durch die Öffnungen *A* strömt es ab. Es werden zwei Meßräume gebildet, ein innerer innerhalb des Meßkolbens und ein den Meßkolben umgebender äußerer. Die Abbildung zeigt den Meßkolben in verschiedenen Stellungen. Unter Nennleistung versteht man bei den Kapsel- und den anschließend besprochenen Flügelradwassermessern die stündlich bei 10 m Druckabfall durch den Messer strömende, in Litern gemessene Wassermenge. Der Druckabfall ändert sich mit dem Quadrat der Wassermenge, so daß, wenn die Durchflußmenge halb so groß wie die Nennleistung ist, der Druckabfall nur 2,5 m beträgt.

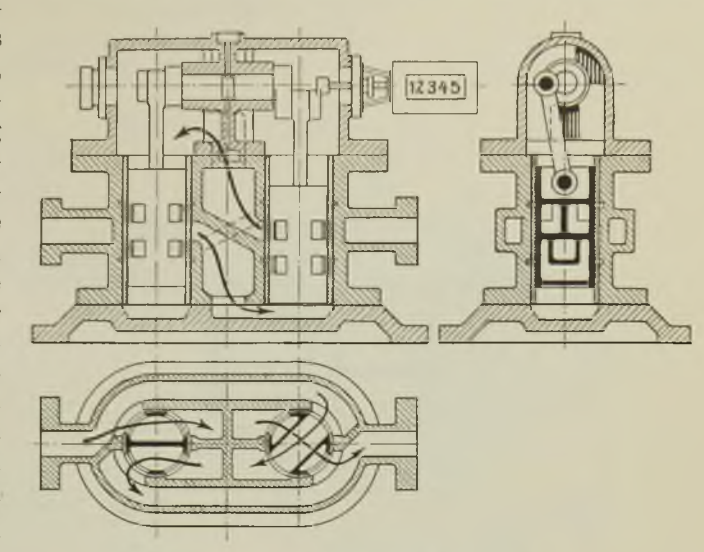


Abb. 524. Schmidscher Kolbenwassermesser.

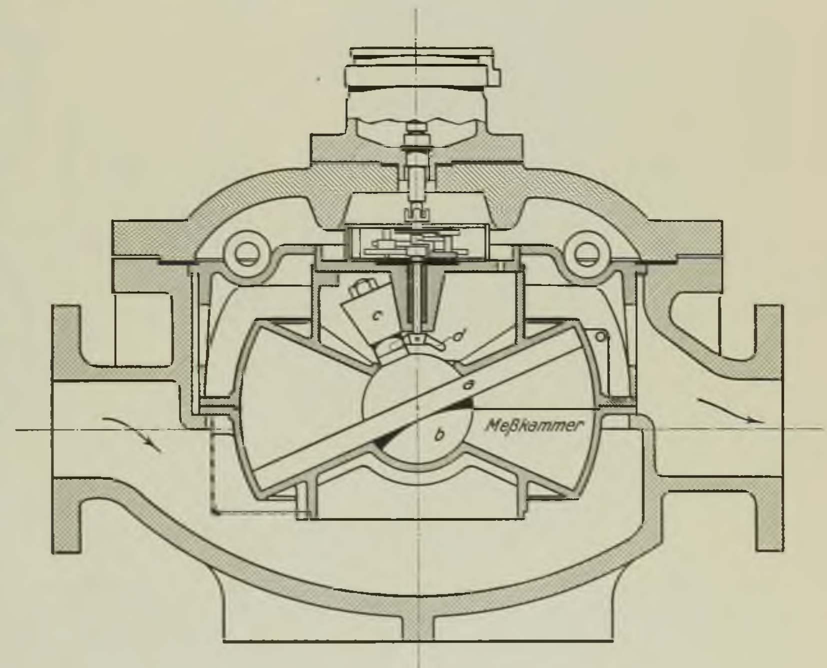


Abb. 525. Scheibenwassermesser von Siemens & Halske A.-G.

Für Wasserversorgungszwecke finden Flügelradmesser ausgedehnte Anwendung.

Abb. 527 zeigt den Einstrahlmesser von Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover. Das Flügelrad *b* wird durch das den Messer durchströmende Wasser gedreht; die Drehungen werden auf das Zählwerk übertragen.

Weil die Kapsel- und die Flügelradwassermesser für große Durchflußmengen sehr groß ausfallen, wendet man bei großen Leitungen häufig die Partial- oder Teilstrommessung[1] an, die durch Abb. 528 (Siemens & Halske) veranschaulicht wird. Mit Hilfe

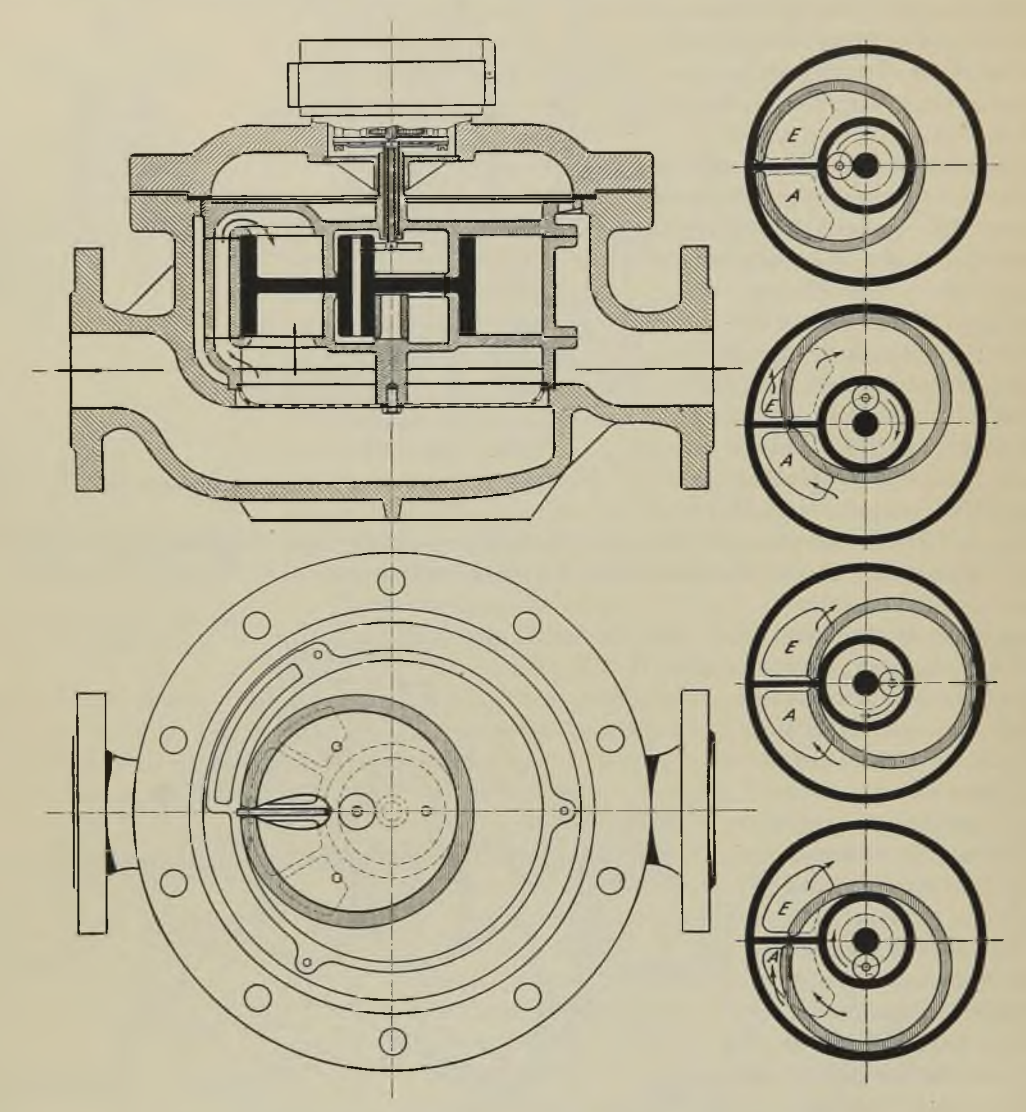


Abb. 526. Kapselwassermesser von Bopp & Reuther, Mannheim.

eines Venturirohres[2] wird in der Hauptleitung ein kräftiger, doch größtenteils wiedergewinnbarer Druckabfall geschaffen, der einen dem Hauptstrom proportionalen Teilstrom durch die Nebenleitung *a* treibt. Dieser kleine Teilstrom wird durch den Scheibenwassermesser *b*, der durch ein vorgeschaltetes Sieb geschützt ist, gemessen; doch zeigt der Messer nicht den Teilstrom, sondern den gesamten Strom an. Ein praktisch wichtiger Vorteil der Teilstrommessung ist, daß man den Wassermesser, ohne den Betrieb zu unterbrechen, zwecks Prüfung herausnehmen kann, indem man die Nebenleitung durch die vorgesehenen Ventile von der Hauptleitung absperrt.

[1] Vgl. Ziffer 252. [2] Vgl. Ziffer 259.

255. Gasuhren. Die nassen[1] Gasuhren sind einfache, sehr sinnreiche Meßgeräte; sie messen das Volumen des hindurchtretenden Gases, das eine Meßtrommel dreht, deren Umläufe gezählt werden. Abb. 529[2] veranschaulicht die Gasuhr schematisch. Das Gas, das durch das Rohr *a* einströmt, tritt durch die inneren Schlitze in die Kammern der Meßtrommel, aus der es durch die äußeren Schlitze austritt. Dadurch, daß die Meßtrommel bis über die Mitte in Wasser eintaucht, sind Einlaß und Auslaß voneinander

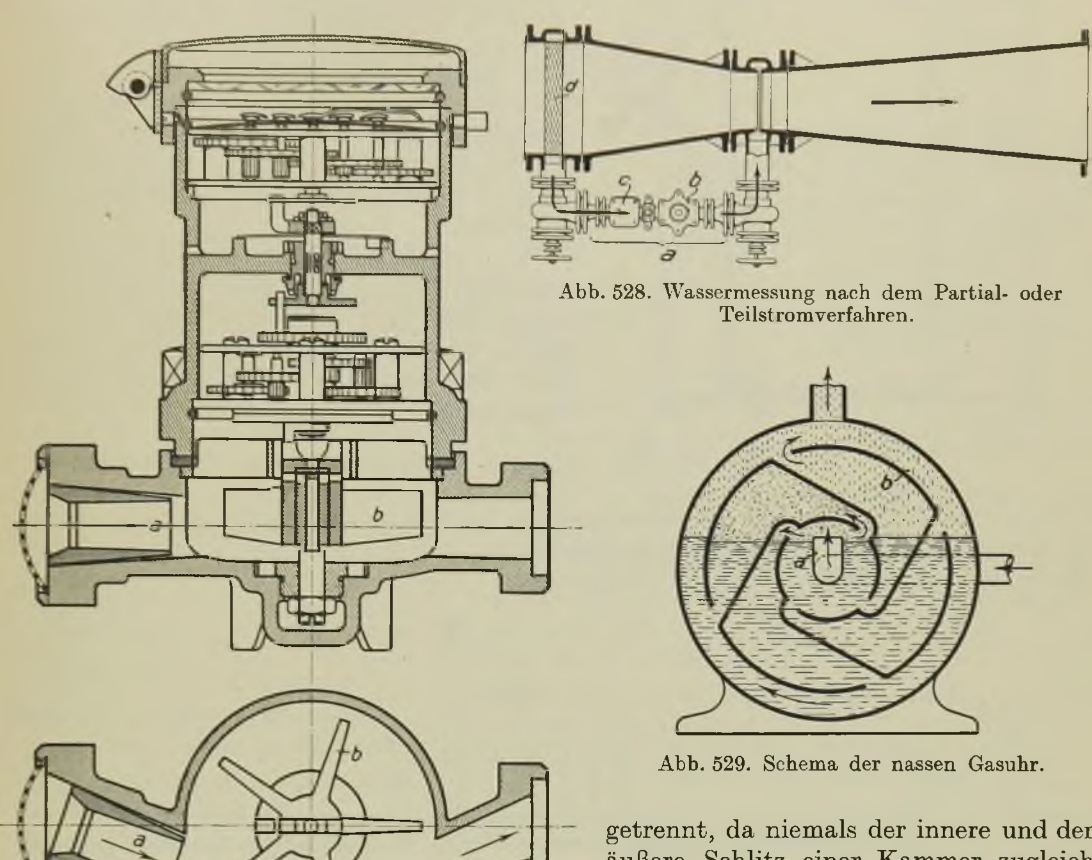


Abb. 528. Wassermessung nach dem Partial- oder Teilstromverfahren.

Abb. 529. Schema der nassen Gasuhr.

Abb. 527. Einstrahlwassermesser von Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover.

getrennt, da niemals der innere und der äußere Schlitz einer Kammer zugleich geöffnet sind. Damit das Gas durch das Wasser hindurchgeht, muß es die Meßtrommel drehen, infolgedes der Wasserspiegel auf der Einlaßseite je nach dem bei der Drehung der Trommel zu überwindenden Reibungswiderstande einige Millimeter tiefer steht als auf der Auslaßseite. Damit die Gasuhr richtig zeigt, muß sie richtig mit Wasser aufgefüllt sein. Unter dieser Voraussetzung gehört sie zu den genauesten technischen Messern, die wir haben; denn sie mißt auch die geringste durch sie hindurchtretende Menge.

Die in der schematischen Abb. 529 dargestellte Form der Meßtrommel wird in Wirklichkeit nicht ausgeführt; sondern man verwendet die in Abb. 530 dargestellte Crossley-Trommel, bei der sich die Schlitze in den Seitenwänden befinden, so daß das Gas nicht radial, sondern axial durch die Trommel geht. Da sich die Meßtrommel nur mit mäßiger Geschwindigkeit drehen darf, werden Gasuhren für größere Gasmengen sehr groß.

[1] Außer den nassen gibt es auch trockene Gasuhren, die aus zwei sich gegenseitig steuernden Blasebälgen bestehen.

[2] Nach Gramberg.

256. Offene Wassermessung durch Wehre. Um größere Wassermengen, z. B. das von einer Wasserhaltung zu Tage oder das von der Kühlwasserpumpe einer Kondensationsanlage zum Kühlturm gepumpte Wasser offen zu messen, sind Überfallwehre wegen ihrer Einfachheit und Zuverlässigkeit vorzüglich geeignet. In der früheren Abb. 367 ist ein aus Eisenblech gefertigtes, rechteckiges Wehr mit seitlicher Einschnürung dargestellt, bei dem die Wehrbreite B nur etwa halb so groß ist wie die Breite des durch den Wehrtrog dargestellten Zuflußgrabens. In der Abb. 531 ist ein Wehr ohne seitliche Einschnürung dargestellt, bei dem Wehr und Trog dieselbe Breite b haben. Es ist ein gemauertes Wehr; zur Beruhigung des Wassers sind Siebe eingebaut.

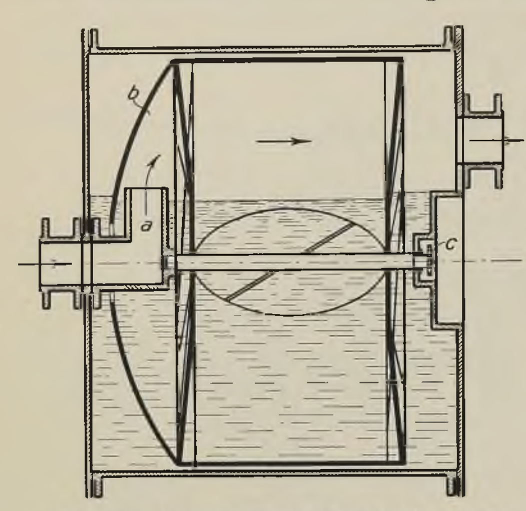


Abb. 530. Gasmesser mit Crossley-Trommel.

Ist b die Wehrbreite in m und h die Stauhöhe über der scharfen Wehrkante in m, die einige Meter hinter dem Überfall dort zu messen ist, wo sich der Wasserspiegel noch nicht absenkt, dann ist die überfließende Wassermenge

$$Q = \alpha \cdot \frac{2}{3} b \sqrt{2 g h^3}\,\mathrm{m^3/s} = \alpha \cdot 2{,}953\, b \sqrt{h^3}\,\mathrm{m^3/s},$$

worin α eine Zahl ist, welche die Verminderung der überfließenden Wassermenge durch die Einschnürung des Wasserstrahls berücksichtigt. Für eingeschnürte, ausreichend tiefe Wehre ist α etwa 0,62, für nicht eingeschnürte etwa 0,68[1]. Z. B. ist für $b = 0{,}5$ m, $h = 0{,}2$ m und $\alpha = 0{,}62$ die überfließende Wassermenge

$$Q = 0{,}083\ \mathrm{m^3/s} = 4{,}98\ \mathrm{m^3/min}.$$

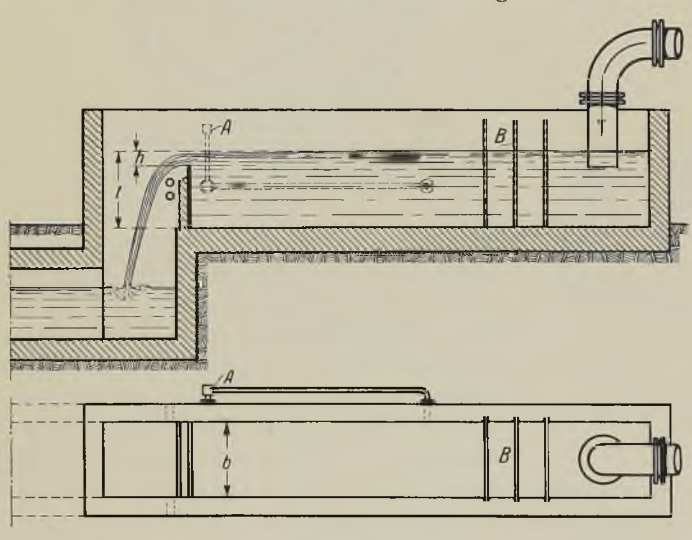


Abb. 531. Gemauertes Meßwehr.

Löst man vorstehende Gleichung für Q nach h auf, so ergibt sich, daß h proportional $Q^{\frac{2}{3}}$ ist; d. h. die Stauhöhe h wächst langsamer als die überfließende Wassermenge Q. Es ist zweckmäßig, das Wasserstandglas, an dem man die Stauhöhe h abliest, nicht in mm zu teilen, sondern auf Grund der Rechnung oder der Eichung so, daß man unmittelbar die überfließende Wassermenge Q ablesen kann.

Wählt man anstatt des rechteckigen Überfalls einen trapez-

[1] Nach Freese (1890) ist für ein nicht eingeschnürtes, belüftetes Wehr von rechteckigem Querschnitt, bei dem der Wasserspiegel von der Sohle t Meter Abstand hat,

$$\alpha = \left(0{,}615 + \frac{0{,}0021}{h}\right)\left(1 + 0{,}55\,\frac{h^2}{t^2}\right).$$

Genauer ist die Formel des Schweizerischen Ingenieur- und Architekten-Vereins (1924):

$$\alpha = 0{,}615\left(1 + \frac{1}{1000 \cdot h + 1{,}6}\right)\left(1 + 0{,}5\,\frac{h^2}{t^2}\right).$$

Vgl. auch Rehbock: Wassermessung mit scharfkantigen Überfallwehren. Z.V. d. I. 1929, S. 817.

förmigen, sich nach oben verengenden Überfall, so kann man nach den in Gas- und Wasserfach 1924 S. 371 veröffentlichten Versuchen von **Staus** annähernde Proportionalität zwischen der Stauhöhe h und der überfließenden Wassermenge Q erreichen. Es besteht kein Zweifel, daß man genaue Proportionalität durch einen Überfall mit entsprechend gekrümmten Flanken erreichen kann. An Stelle beliebiger Wehre sollte man nur Normalwehre verschiedener Größe benutzen, deren Überfall so geformt ist, daß h und Q einander proportional sind.

257. Offene Wassermessung durch Ausflußmündungen. Abb. 532 zeigt einen Behälter, dem das zu messende Wasser durch ein Rohr zufließt, und aus dem es durch eine der Messung dienende Mündung wieder abfließt. Es sind zwei Mündungen gezeichnet: a ist eine scharfkantige Mündung, welche die scharfe Kante dem Wasserstrom entgegenkehrt: b ist eine abgerundete Mündung oder eine Düse. Die Mündungen seien klein im Verhältnis zum Behälterquerschnitt. Wenn die Meßeinrichtung im Gleichgewicht ist, d. h. wenn ebensoviel Wasser zufließt wie abfließt, so hat der Wasserstand im Behälter eine gleichbleibende Höhe h; fließt dann mehr Wasser zu, so steigt h allmählich, bis wieder ebensoviel Wasser abfließt wie zufließt, nimmt der Wasserzufluß ab, senkt sich h allmählich. Je größer der Behälter im Verhältnis zur zufließenden Wassermenge ist, um so länger dauert es, bis h den der Zuflußmenge entsprechenden Wert erreicht.

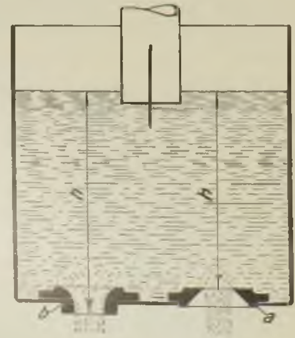


Abb. 532. Offener Behälter mit scharfkantiger und abgerundeter Ausflußöffnung.

Steht die Flüssigkeit h Meter über der Ausflußmündung, so fließt sie, gleich ob sie leicht oder schwer ist, theoretisch mit der Geschwindigkeit $v = \sqrt{2gh}$ m/s aus; hat die Mündung F m² Querschnitt, so ist die theoretische Ausflußmenge $Q = F \cdot \sqrt{2gh}$ m³/s. Die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit und die wirkliche Ausflußmenge sind kleiner, nämlich $v = \alpha \sqrt{2gh}$ m/s und $Q = \alpha F \sqrt{2gh}$ m³/s, worin α die „Ausflußzahl" ist. α ist für normale Düsen etwa 0,96. Für scharfkantige Mündungen ist α erheblich kleiner, nämlich nur 0,6 bis 0,61, weil der aus der scharfkantigen Mündung ausströmende Strahl eine Einschnürung (Kontraktion) erleidet. Die angegebenen Formeln gelten für die Flüssigkeiten unabhängig von ihrem spezifischen Gewicht. Fließt Wasser unter 0,8 m WS Druck aus einer scharfkantigen Mündung von 100 mm Durchmesser, d. h. von 0,00785 m² Querschnitt, so ist die Ausflußmenge $Q = 0{,}61 \cdot 0{,}00785 \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}8} = 0{,}0189$ m³/s.

Löst man die Gleichung $Q = \alpha \cdot \sqrt{2gh}$ nach h auf, so ergibt sich, daß h proportional Q^2 ist, also in schnell zunehmendem Maße ansteigt, wenn Q größer wird. Dadurch wird praktisch der Meßbereich eingeengt. Denn wenn z. B. h bei kleiner Durchflußmenge 0,1 m ist, so wird h bei der 5fachen Durchflußmenge = 2,5 m. Man hilft sich, indem man statt einer mehrere Mündungen anordnet, die man nach Bedarf öffnet. In der früheren Abb. 367 ist ein Behälter mit einer Ausflußdüse enthalten, die von außen absperrbar und auswechselbar ist. h wird mittels Wasserstandglases gemessen; steigt das Wasser im Behälter zu hoch, so fällt es durch ein Überlaufrohr in den darunter liegenden Trog des Meßwehres.

258. Messung strömender Luftmengen durch Staugeräte (Pitotrohre). Wenn man gemäß Abb. 533 Fig. *I* ein mit Wasser gefülltes U-Rohr so in einen offenen Luftstrom hält, daß der Luftstrom in die Mündung des Schenkels a hineinbläst, über die Mündung des Schenkels b aber hinwegbläst, so empfängt Schenkel b atmosphärischen Druck, Schenkel a außerdem den dynamischen oder Staudruck der in seine Mündung hineinblasenden Luft, so daß der Wasserspiegel im Schenkel b um h mm höher steht als im Schenkel a. Strömt die Luft mit w m/s und wiegt sie γ kg/m³, so ist der dynamische oder Staudruck $h = \gamma \cdot \frac{w^2}{2g}$ mm WS. Aus dem gemessenen, h mm WS betragenden Stau-

druck rechnet sich umgekehrt die Strömungsgeschwindigkeit[1] $w = \sqrt{\frac{2gh}{\gamma}}$ m/s. Ist z. B. $\gamma = 1{,}2$ kg/m³ und $w = 10$ m/s, so ist $h = \frac{1{,}2 \cdot 10^2}{2g} \approx 6$ mm WS. Oder für $\gamma = 1{,}3$ kg/m³ und $h = 20$ mm WS wird $w = \sqrt{\frac{2g \cdot 20}{1{,}3}} = 17{,}4$ m/s.

Genau wie in offner Luft würde das betrachtete *U*-Rohr auch in einer geschlossenen Leitung den Staudruck der sie durchströmenden Luft anzeigen, wenn man wieder die Mündung des Schenkels *a* dem Strom entgegenrichtet und den Schenkel *b* quer zum Luftstrom münden läßt. Schenkel *b* empfängt jetzt den statischen Druck p_{st} der strömenden Luft, d. h. den von ihr auf die Rohrwandung ausgeübten Druck, während Schenkel *a* außerdem den dynamischen Druck p_d empfängt, den das *U*-Rohr anzeigt. Die Summe von statischem und dynamischem Druck nennt man den Gesamtdruck p_g. Es ist $p_g = p_{st} + p_d$. Der dynamische Druck wird als Differenz des Gesamtdrucks und des statischen Drucks gemessen, d. h. $p_d = p_g - p_{st}$.

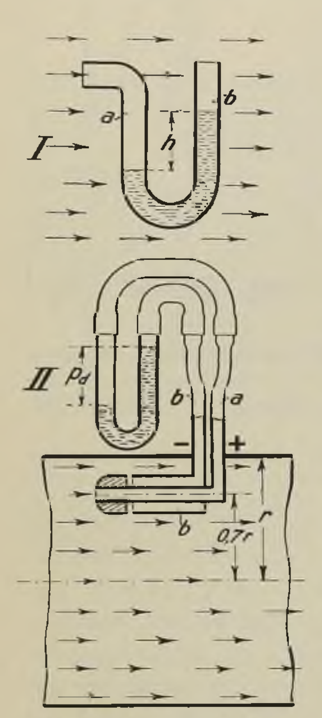


Abb. 533. Messung des dynamischen oder Staudruckes.

Weil man das *U*-Rohr in der geschlossenen Leitung nicht beobachten kann, muß man, um den dynamischen Druck p_d zu messen, die Drücke p_g und p_{st} nach außen übertragen. Das geschieht durch ein aus zwei Rohren bestehendes Staugerät, wie es in Fig. *II* der Abb. 533 dargestellt ist[2]. Das eine, mit + bezeichnete Rohr, dessen Mündung dem Luftstrome entgegengesetzt gerichtet ist, empfängt den größern Druck p_g, das andere, mit — bezeichnete Rohr, das quer zur Strömung mündet, empfängt den kleinern Druck p_{st}. Der Differenzdruck p_d wird entweder, wie es in Abb. 533 angedeutet ist, durch ein *U*-Rohr oder zwecks genauerer Ablesung durch ein Differenzdruckmanometer mit schrägem Schenkel gemäß Abb. 518 oder durch einen die Stromstärke aufzeichnenden Messer mit Tauchglocke nach Abb. 519 oder 520 gemessen, welch letztere Anordnung planimetrierbare Diagramme liefert. Vgl. Ziffer 250.

Bei der Verwendung der Staugeräte ist zu berücksichtigen, daß die Geschwindigkeit nicht gleichmäßig über den Rohrquerschnitt verteilt, sondern in der Rohrmitte größer als in der Nähe der Wandung ist. Aus dem in der Rohrmitte gemessenen Staudruck errechnet sich eine Geschwindigkeit, die etwa 10 bis 15% größer als die mittlere ist, die man unmittelbar erhält, wenn man den Staudruck gemäß Abb. 533 etwa im Abstande 0,7 *r* von der Rohrmitte mißt[3].

Kennt man das spezifische Gewicht γ des strömenden Gases, so ist die Formel $w = \sqrt{\frac{2gh}{\gamma}}$ m/s unmittelbar anwendbar; sonst ist erst γ zu bestimmen. Das ist besonders

[1] Für alle Gase gilt bei geringem Druckabfall $w = \sqrt{2gh}$ und $h = \frac{w^2}{2g}$, worin h der in m Gassäule angegebene Staudruck ist. Setzt man 1 m Gassäule vom spezifischen Gewicht γ kg/m³ $= \gamma$ mm WS und 1 mm WS $= \frac{1}{\gamma}$ m Gassäule und bezeichnet man den in mm WS gemessenen dynamischen Druck mit h, so entstehen die oben angegebenen Formeln.

[2] Das dargestellte Staugerät hat die von Prandtl angegebene Form; der Kopf ist halbkugelförmig, wodurch das Gerät gegen geringe Schiefstellung unempfindlich ist. Bei guten Staugeräten stimmt der angezeigte Druck mit dem errechenbaren überein, so daß keine Korrektur erforderlich ist.

[3] Wo man mißt, soll die Strömung möglichst ungestört sein; man darf also nicht in der Nähe von Krümmungen und Einbauten messen. Um die mittlere Geschwindigkeit genauer zu bestimmen, messe man die Geschwindigkeit über einem oder über zwei sich kreuzenden Durchmessern, und zwar in der Rohrmitte sowie zu beiden Seiten der Rohrmitte in den von der Mitte gemessenen Abständen $\varrho_1 = 0{,}27\,d$, $\varrho_2 = 0{,}35\,d$, $\varrho_3 = 0{,}42\,d$ und $\varrho_4 = 0{,}47\,d$. Das arithmetische Mittel der 9 Messungen ist die mittlere Geschwindigkeit, weil die einzelnen Messungen auf den Schwerlinien gleichgroßer Ringflächen vorgenommen sind.

einfach, wenn man die Konstante R des strömenden Gases kennt, weil gemäß Ziffer 5 $\gamma = \frac{P}{RT}$ ist, so daß nur der absolute Gasdruck P kg/m² (mm WS) und die absolute Gastemperatur T zu messen sind. Den Wert für γ eingesetzt, erhält man $w = \sqrt{\frac{2ghRT}{P}}$ m/s. Für trockene Luft im besondern mit $R = 29{,}27$ wird $w = 24\sqrt{\frac{hT}{P}}$ m/s.

Für die durch eine Leitung von F m² Querschnitt fließende Menge $Q = F \cdot w$ ergeben sich also folgende Formeln, in denen h der in mm WS gemessene dynamische Druck ist:

$$Q = F \cdot \sqrt{\frac{2gh}{\gamma}}\ \text{m}^3/\text{s} = F \cdot \sqrt{\frac{2ghRT}{P}}\ \text{m}^3/\text{s}.$$

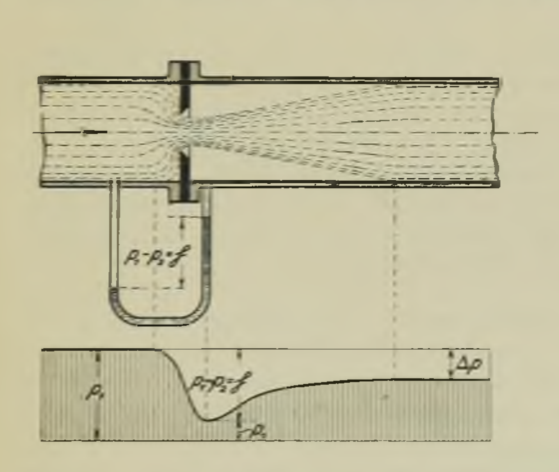
Für trockene Luft im besondern wird

$$Q = F \cdot 24\sqrt{\frac{hT}{P}}\ \text{m}^3/\text{s}.$$

Strömt z. B. durch eine 500-mm-Leitung ($F = 0{,}196$ m²) Luft von 1 ata Druck ($P = 10000$ kg/m²) und 20° C ($T = 293$), und ist der gemessene dynamische Druck $h = 26$ mm WS, dann ist die Durchflußmenge $Q = 0{,}196 \cdot 24\sqrt{\frac{26 \cdot 293}{10000}} = 4{,}1$ m³/s.

Außer dem in der Abb. 533 dargestellten Staugerät von Prandtl wird auch das Staugerät von Brabbée angewendet. Staugeräte eignen sich wegen ihrer bequemen Einbaubarkeit insbesondere für große Rohrleitungen. Mit der möglichen Verstopfung des Staugeräts muß man rechnen. Wirkt das Staugerät gemäß Abb. 519 mit einem unmittelbar die strömende Luftmenge anzeigenden Messer zusammen, so ist bei schwankendem γ zu berücksichtigen, daß der Messer zu wenig zeigt, wenn γ größer wird als normal, und zu viel, wenn γ kleiner wird.

259. Gemeinsames über Messungen in geschlossenen Leitungen mittels Staurands, Düse oder Venturirohres[1]. Abb. 534 veranschaulicht die Messung eines Wasser-, Luft-



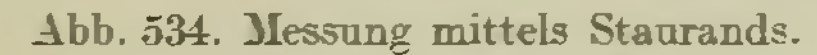


Abb. 534. Messung mittels Staurands.

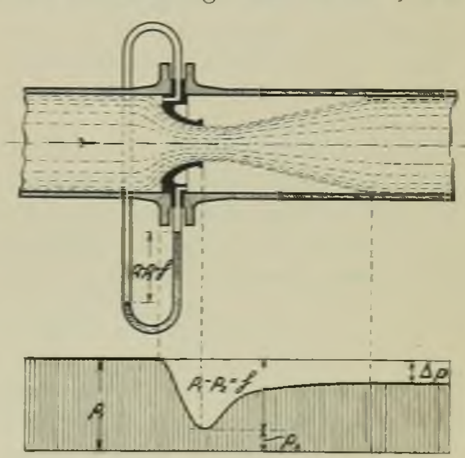


Abb. 535. Messung mittels Düse.

oder Dampfstromes in einer geschlossenen Leitung mittels Staurands, Abb. 535 die Messung mittels Düse; Abb. 536 sowie die spätere Abb. 537 zeigen die Messung mittels Venturirohres, bei dem sich an den Einlauf ein konisch erweiterter Auslauf anschließt. Die Leitung habe den Querschnitt F; die an der engsten Stelle des Staurands, der Düse oder des Venturirohres gemessene Stauöffnung habe den Querschnitt f. Das Verhältnis $f:F$ heißt Öffnungsverhältnis und wird mit m bezeichnet. Der zu messende Wasser- oder

[1] Es sei auf Hinz: Die Messung von Wasser- und Luftmengen, Glückauf 1920, S. 85 hingewiesen, welchem Aufsatz zur Erleichterung der Berechnungen Diagramme mit logarithmischen Koordinaten beigegeben sind.

Gasstrom ist von der Geschwindigkeit w_0 im Querschnitt F auf die Geschwindigkeit w im Querschnitt f zu beschleunigen; um w zu bestimmen, ist das die Geschwindigkeitssteigerung erzeugende Druckgefälle zu messen, und zwar als Differenz der statischen Drücke in den Querschnitten F und f.

Meßtechnisch entspricht der Staurand[1] der in Ziffer 257 besprochenen scharfkantigen Mündung. Auch beim Staurande wird der abströmende Strahl eingeschnürt, so daß für den Staurand bei kleinem Öffnungsverhältnis $f:F$ die der „Ausflußzahl" entsprechende „Durchflußzahl" $\alpha = 0{,}61$ zu setzen ist. Die Düse[2], die der abgerundeten Ausflußöffnung entspricht, verursacht keine Einschnürung, sondern nur Reibung, und bei kleinem Öffnungsverhältnis ist ihre Durchflußzahl $\alpha = 0{,}96$. Beim Venturirohr, das mit konischem oder in der Bauart von Bopp & Reuther, Abb. 536, mit gekrümmtem Einlauf ausgeführt wird, wird der abströmende Strahl ebenfalls nicht eingeschnürt, so daß für das Venturirohr bei kleinem Öffnungsverhältnis die Durchflußzahl $\alpha = 0{,}96$ zu setzen ist[3]. Dank dem konischen Auslauf vermag das Venturirohr den durch die Verengung verursachten Druckabfall durch Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck in weit höherm Maße wiederzugewinnen als Staurand und Düse, vgl. die Abb. 534 bis 536, so daß man beim Venturirohr stärkere Verengung anwenden oder innerhalb größeren Meßbereiches messen kann, als beim Staurand oder der Düse.

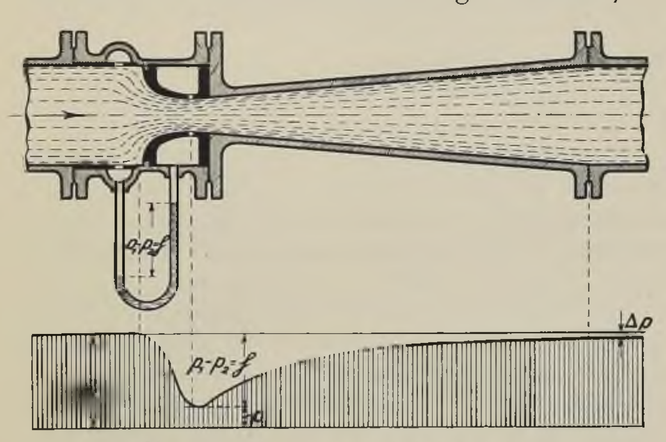


Abb. 536. Messung mittels Venturirohres.

Wie ändert sich die Durchflußzahl α mit dem Öffnungsverhältnis? Die oben für α angegebenen Zahlen gelten, wie ausdrücklich gesagt war, nur für kleine Öffnungsverhältnisse $f:F$, wenn also die Vorgeschwindigkeit w_0 im Rohre klein ist im Verhältnis zur Geschwindigkeit w in der Stauöffnung. Es ist klar, daß bei größerem Öffnungsverhältnis m, wenn also $w_0 = m \cdot w$ im Verhältnis zu w größer wird, auch α größer wird, weil mit demselben Druckgefälle eine um so größere Geschwindigkeit w erzeugt wird, je größer die Vorgeschwindigkeit w_0 ist. Bedeutet h das in Metern Flüssigkeits- oder Gassäule gemessene Druckgefälle $p_1 - p_2$, so gilt theoretisch[4]

$$h = \frac{w^2 - w_0^2}{2g} = \frac{w^2(1 - m^2)}{2g}, \quad \text{woraus} \quad w = \frac{1}{\sqrt{1 - m^2}} \sqrt{2gh}$$

folgt. Der Zahlentafel 27 ist entnehmbar, wie $1 : \sqrt{1 - m^2}$ mit m zunimmt. Ferner ist ihr zu entnehmen, wie α rechnerisch vom Ursprungswert 0,61 (für Stauränder) oder

[1] Um an bestehenden Leitungen Versuche zu machen, kommt nur der Staurand in Frage, weil er am schmalsten baut; in seiner einfachsten Form ist er ein ausgeschnittenes Blech, das man bequem zwischen die Rohrflansche schieben kann.

Zwecks genauerer Messung wende man die in den Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren (vgl. Ziffer 204) festgelegte Staurandform an, bei der beide zu messenden Drücke p_1 und p_2 am Staurande selbst entnommen werden, und zwar aus Ringkammern, die am ganzen Umfange mit dem Wasser- oder Luftstrome in Verbindung stehen, so daß man in sich ausgeglichene Drücke entnimmt.

[2] Bei der in Abb. 535 dargestellten Düse wird nicht der Unterschied der statischen Drücke gemessen, weil die Drücke nicht senkrecht zur Strömung entnommen werden; bei der in den eben genannten Regeln festgelegten „Normaldüse" ist das aber der Fall.

[3] Auch beim Venturirohr werden, wie es aus der Abb. 536 und 537 hervorgeht, die Drücke p_1 und p_2 senkrecht zur Strömung und in sich ausgeglichen entnommen.

[4] Die angegebene Formel gilt für Flüssigkeiten und für Gase; für Gase aber nur bei kleinen Druckgefällen h, wie sie bei Messungen angewendet werden.

0,97 (für Düsen und Venturirohr) mit m zunimmt, indem man diese Werte von α mit $1:\sqrt{1-m^2}$ multipliziert. Die dabei gemachte Voraussetzung, daß die Einschnürungszahl für Stauränder und die Reibungszahl für Düsen vom Öffnungsverhältnis unabhängig ist, ist allerdings nicht haltbar; denn bei größerem Öffnungsverhältnis wird der Strahl weniger eingeschnürt, und die Reibung ist geringer. Eigentlich ist also beim Staurand zu erwarten, daß α schneller wächst als in der Zahlentafel angegeben ist, während die für die Düse und das Venturirohr gerechneten Werte von α vielleicht mit den wirklichen übereinstimmen werden. In der Zahlentafel sind neben den gerechneten Werten durch Versuche ermittelte Werte von α für Stauränder angegeben. Die mit V. d. I. bezeichneten, den Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren entnommenen Versuchswerte, die mit $\pm 0{,}02$ Spiel gelten, schließen sich den gerechneten Werten ziemlich genau an, die der „Hütte" entnommenen Versuchswerte nehmen stärker zu, als die gerechneten[1].

Zahlentafel 27. Durch Rechnung und durch Versuch ermittelte Werte der Durchflußzahl α von Staurändern, Düsen und Venturirohren für verschieden große Öffnungsverhältnisse m.

Öffnungs-verhältnis $f:F=m$	$\frac{1}{\sqrt{1-m^2}}$	Gerechnete Werte von α für		Versuchswerte von α für Stauränder		Durchmesser-verhältnis $d:D$
		Stauränder	Düsen und Venturirohre	nach V. d. I.[2]	nach der „Hütte"	
0,0	1,0	0,605	0,97	—	—	0,0
0,10	1,005	0,608	0,975	—	0,606	0,316
0,15	1,012	0,614	0,984	0,610	—	0,387
0,20	1,022	0,619	0,991	0,615	0,625	0,447
0,25	1,034	0,626	1,001	0,625	—	0,500
0,30	1,048	0,635	1,013	0,635	0,649	0,548
0,35	1,068	0,646	1,033	0,645	—	0,592
0,40	1,091	0,661	1,058	0,660	0,676	0,632
0,45	1,120	0,678	1,086	0,680	—	0,671
0,50	1,156	0,700	1,119	0,700	0,724	0,707
0,55	1,197	0,724	1,160	0,725	—	0,742
0,60	1,250	0,756	1,211	0,755	0,800	0,775
0,65	1,316	0,796	1,275	0,795	—	0,806
0,70	1,404	0,850	1,361	0,845	0,914	0,837

Während man Stauränder mit sehr verschiedenem Öffnungsverhältnis verwendet, benutzt man bei Düsen hauptsächlich die in den Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren festgelegte normale Form. Bei der Normaldüse ist $d:D=0{,}4$ oder $f:F=0{,}16$; für α setzt man 0,96. Selbstverständlich ist man nicht an die Normaldüse gebunden, die eine ziemlich starke Drosselung verursacht. Um z. B. die Ansaugmenge eines Turbokompressors ununterbrochen zu messen, vgl. Abb. 422, wird man zweckmäßig eine Düse mit größerem Öffnungsverhältnis als normal einbauen. Der Beiwert der in die Saugleitung einzubauenden Düse kann nach der Zahlentafel 27 gewählt werden.

Unter Einführung der Durchflußzahl α erhält man für die in der Stauöffnung f durch das Druckgefälle h erzeugte Geschwindigkeit die allgemeine Formel $w=\alpha\sqrt{2\,g\,h}$ m/s, worin h, wie noch einmal hervorgehoben sei, in Metern Flüssigkeits- oder Gassäule anzugeben ist. Da h aber nicht in Metern Flüssigkeits- oder Gassäule, sondern bei Wasser- und Dampfmessungen in Millimetern QS, bei Gasmessungen in Millimetern WS oder QS gemessen wird, so muß man umrechnen. Liest man ferner bei der Messung von Wasser oder Dampf am U-Rohr ein Druckgefälle von h mm QS ab, so ist das wirkliche Druckgefälle kleiner, weil auf dem niedrigeren Quecksilberspiegel außer dem Druck p_1 auch noch

[1] Es ist nötig, die Verhältnisse, insbesondere für die größeren Öffnungsverhältnisse durch weitere ausführliche, einwandfreie Versuche zu klären. Genauer festzustellen ist ferner, wie bei Düsen und Venturirohren, insbesondere für das normale Durchmesserverhältnis $d:D=0{,}4$ die Durchflußzahl α vom Düsendurchmesser abhängt.

[2] Gültig mit einem Spiele von $+0{,}02$. Weitere Versuche sind zu erwarten.

der Druck einer h mm hohen Wassersäule oder Kondensatsäule lastet. 1 mm abgelesene Quecksilbersäule bedeutet in diesem besonderen Falle nicht 13,5 mm WS, sondern nur 12,5 mm WS[1]. In den folgenden Ziffern sind an Stelle der allgemeinen Formel getrennte Formeln für die Messung von Flüssigkeiten und von Gasen gegeben, die der Art der Messung angepaßt sind.

260. Wassermessung mittels Staurands, Düse oder Venturirohrs. Das Druckgefälle wird durch Quecksilber gemessen. Aus der allgemeinen, in Ziffer 258 entwickelten Form für w wird, wenn das abgelesene Druckgefälle $= h$ mm QS* ist, $w = 0{,}496\, \alpha \sqrt{h_{QS}}$ m/s. Daraus ergibt sich die Durchflußmenge $Q = 0{,}496\, \alpha f \sqrt{h_{QS}}$ m³/s, worin f der in m² gemessene Querschnitt der Stauöffnung ist. Die Durchflußzahl α ist je nach dem Öffnungsverhältnis der Zahlentafel 27 zu entnehmen. Für Düsen mit dem Durchmesserverhältnis etwa 4 : 10 wird $\alpha = 0{,}96$ und w wird $= 0{,}476 \sqrt{h_{QS}}$ m/s.

Abb. 537. Venturi-Wassermesser von Siemens & Halske, A.-G.

Für Wassermessung, auch für die Messung von Kesselspeisewasser, werden in großem Umfange Venturimesser (Siemens & Halske, Bopp & Reuther u. a.) verwendet. Abb. 537 zeigt die Anordnung von Siemens & Halske. Fig. *I* zeigt die ältere Anordnung, bei der die beiden Schenkel des mit Quecksilber gefüllten *U*-Rohres nebeneinander liegen, während bei der neuern Anordnung, Fig. *II*, der eine Schenkel den andern konzentrisch einschließt. Auf dem mit der Einschnürung *B* des Venturirohres verbundenen Schenkel schwimmt ein eiserner Schwimmer, dessen Bewegung auf den Zeiger des Messers übertragen wird. Damit der Zeigerausschlag der Stärke des gemessenen Wasserstroms trotz des quadratisch zunehmenden Druckgefälles proportional ist, ist der mit dem Venturirohre bei *A* verbundene Schenkel parabolisch geformt. Venturimesser werden entweder nur anzeigend oder außerdem registrierend, schließlich mittels besonderer Einrichtungen auch zählend ausgeführt. Wegen Benutzung der Venturimesser zur Dampfmessung vgl. Ziffer 262.

261. Gas- und Luftmessung mittels Staurands, Düse oder Venturirohrs. Die folgenden Formeln gelten für kleine Druckgefälle, wie sie bei Messungen üblich sind. Das Druckgefälle wird in Millimetern WS oder in Millimetern QS gemessen. In den Formeln bedeutet aber h nur Millimeter WS, so daß bei der Auswertung von Messungen mittels Quecksilbersäule die abgelesenen Werte mit 13,5 zu multiplizieren sind, um den in Millimetern WS einzusetzenden Wert von h zu erhalten. Es gelten grundsätzlich die für die Staugerätmessung in Ziffer 259 angegebenen Formeln; nur ist die der Zahlentafel 27 zu entnehmende Durchflußzahl α beizufügen, und für die absolute Temperatur

[1] Das spezifische Gewicht von Quecksilber ist $= 13{,}5$ gesetzt, weil nicht bei 0°, sondern meist bei 15 bis 20° gemessen wird.

* In den angegebenen Formeln ist berücksichtigt, daß bei Wassermessung gemäß vorstehender Ziffer 1 mm abgelesene Quecksilbersäule nur 12,5 mm WS bedeutet.

ist der Wert T_1 vor der Stauöffnung, für den absoluten Druck der Wert P_2 hinter der Stauöffnung einzusetzen. Ist ferner R die Gaskonstante, und hat die Staumündung f m² Querschnitt, so ist die Mündungsgeschwindigkeit

$$w = \alpha \sqrt{\frac{2\,g\,R\,h\,T_1}{P_2}}\ \mathrm{m/s},$$

die Durchflußmenge

$$Q = \alpha f \sqrt{\frac{2\,g\,h\,R\,T_1}{P_2}}\ \mathrm{m^3/s}\ \text{(bezogen auf den Zustand } T_1, P_2\text{)},$$

das Durchflußgewicht

$$G = \alpha f \sqrt{\frac{2\,g\,h\,P_2}{R\,T_1}}\ \mathrm{kg/s}.$$

Für trockne Luft ($R = 29{,}27$) ergibt sich

$$w = \alpha \cdot 24 \sqrt{\frac{h\,T_1}{P_2}}\ \mathrm{m/s}, \qquad Q = \alpha f \cdot 24 \sqrt{\frac{h\,T_1}{P_2}}\ \mathrm{m^3/s} \quad \text{und} \quad G = \alpha f \cdot 0{,}82 \sqrt{\frac{h\,P_2}{T_1}}\ \mathrm{kg/s}.$$

Kennt man das spezifische Gewicht γ_2 des aus der Staumündung fließenden Gases, so ist bei kleinem Druckabfall genügend genau

$$w = \alpha \sqrt{\frac{2\,g\,h}{\gamma_2}}\ \mathrm{m/s}, \qquad Q = \alpha f \sqrt{\frac{2\,g\,h}{\gamma_2}}\ \mathrm{m^3/s} \quad \text{und} \quad G = \alpha f \sqrt{2\,g\,h\,\gamma_2}\ \mathrm{kg/s}.$$

Die Anwendung vorstehender Formeln sei durch einige Zahlenbeispiele erläutert:

1. Durch eine Leitung von $D = 300$ mm strömt Luft, die mittels Normaldüse gemessen wird. Wie groß sind w und Q, wenn $h = 300$ mm WS gemessen wird und die entspannte Luft hinter der Düse das spezifische Gewicht 1,28 hat? — Die Normaldüse erhält $0{,}4 \cdot 300 = 120$ mm Durchmesser, so daß $f = 0{,}0113$ m² ist; für α ist 0,96 einzusetzen. Mithin wird $w = 0{,}96 \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}81 \cdot 300}{1{,}28}} = 65{,}1$ m/s und $Q = 65{,}1 \cdot 0{,}0113 = 0{,}736$ m³/s.

Durch eine Leitung von 400 mm Durchmesser strömt Luft von 2 ata und 27° C, die mittels Staurands von 280 mm Durchmesser gemessen wird. Wie groß sind w und Q bei $h = 200$ mm WS? — Da das Öffnungsverhältnis $f:F \sim 0{,}5$, so ist die Durchflußzahl α gemäß Zahlentafel entweder nach „V. d. I." $= 0{,}7$ oder nach der „Hütte" $= 0{,}724$ einzusetzen. Der absolute Druck P_1 vor dem Staurand ist 2 ata $= 20000$ kg/m² (mm WS), der Druck P_2 hinter dem Staurand 19800 kg/m². T ist 300. Mithin ist $w = 0{,}7 \cdot 24 \sqrt{\frac{200 \cdot 300}{19800}} = 29{,}2$ m/s. Da der Querschnitt f des Staurands $= 0{,}0616$ m² ist, ist $Q = 29{,}2 \times 0{,}0616 = 1{,}8$ m³/s. Für $\alpha = 0{,}724$ wird $w = 30{,}2$ m/s und $Q = 1{,}86$ m³/s.

3. Durch eine Leitung von 100 mm Durchmesser strömt Druckluft von 7 ata und 20°C, die mittels Staurands von 50 mm Durchmesser gemessen wird. Wie groß ist, wenn das gemessene Druckgefälle $= 200$ mm QS ist, die durchfließende Luftmenge Q, bezogen auf angesaugte Luft von 1 ata? — Für $d:D = 0{,}5$ ist lt. Zahlentafel 27 (Spalte V. d. I.) die Durchflußzahl $\alpha = 0{,}625$, h ist $200 \cdot 13{,}5 = 2700$ mm WS, P_2 ist $70000 - 2700 = 67300$ kg/m², T ist 293, f ist 0,00196 m², mithin ist $Q = 0{,}625 \cdot 0{,}00196 \cdot 24 \sqrt{\frac{2700 \cdot 293}{67300}} = 0{,}101$ m³/s. Die so gerechnete Durchflußmenge bezieht sich auf Druckluft von 6,73 ata Spannung; auf angesaugte Luft von 1 ata umgerechnet, wird $Q = 0{,}101 \cdot 6{,}73 = 0{,}68$ m³/s $= 2440$ m³/h.

4. Ein Turbokompressor saugt durch eine 600 mm-Leitung 25000 m³/h an. Welchen Druckabfall erzeugt bei dieser Leistung eine in die Leitung eingebaute Düse von 420 mm Durchmesser? — Es ist $Q = 25000$ m³/h $= 6{,}95$ m³/s, für $d:D = 0{,}7$ wird gemäß Zahlentafel 27 (Spalte Düsen) $\alpha = 1{,}119$, der Düsenquerschnitt ist 0,1385 m², γ sei 1,22 angenommen. Es ergibt sich die Geschwindigkeit in der Düse $w = 6{,}95 : 0{,}1385 = 50$ m/s und der Druckabfall

$$h = \frac{w^2 \cdot \gamma}{\alpha^2 \cdot 2\,g} = \frac{50^2 \cdot 1{,}22}{1{,}119^2 \cdot 19{,}62} = 125\ \text{mm WS}.$$

Staurand, Staudüse und Venturirohr werden in großem Umfange für die Messung strömender Luft- und Gasmengen angewendet. Vor und hinter der Stauöffnung sei die Rohrleitung auf eine Länge gleich dem 10fachen Durchmesser glatt und grad, damit die Strömung möglichst ungestört ist. Die Stauöffnung verursacht zwar einen gewissen Drosselverlust, aber die Messung ist wegen des größern Druckabfalls, und weil es nicht so sehr auf die Verteilung der Geschwindigkeit im Querschnitt ankommt, genauer und weniger empfindlich als die Staugerätmessung. Zeigt und registriert der Messer un-

mittelbar die strömende Menge, so zeigt er nur richtig, wenn das spezifische Gewicht γ den normalen Wert hat, andernfalls die Anzeige entsprechend umzuwerten ist. Mittels der in Abb. 537 und in Abb. 540 enthaltenen und ähnlichen Einrichtungen erreicht man, daß der Messer der Menge proportional ausschlägt, obwohl das Druckgefälle mit dem Quadrat der Menge zunimmt.

Abb. 538. Dampfzeiger von Gehre.

262. Dampfmesser. Man hat als Differenzdruckmesser wirkende Dampfmesser mit Staurand, Düse oder Venturirohr, ferner Schwimmermesser und Messer, bei denen ein ganz geringer Teilstrom abgezapft oder abgezweigt, verflüssigt und als Wasser gemessen wird. Man unterscheidet anzeigende Dampfmesser und Dampfmesser, die außerdem registrieren oder zählen oder alle drei Tätigkeiten vereinen. Die durch den Messer strömende Dampfmenge wird nicht in m³ sondern in kg gemessen. Während man bei den nur anzeigenden Messern, die z. B. in Kesselhäusern die jeweilige Dampfentnahme anzeigen, auf Proportionalität zwischen Zeigerausschlag und Dampfmenge verzichten kann, werden alle registrierenden Dampfmesser mit der Dampfmenge proportionalem Ausschlage ausgeführt.

Den als Differenzdruckmesser wirkenden, auch Mündungsdampfmesser genannten Messern, die grundsätzlich mit den in den Abb. 535 bis 536 dargestellten Meßanordnungen übereinstimmen, ist gemeinsam, daß das Druckgefälle $p_2 - p_1$ nur mit Quecksilber, nicht mit Wasser gemessen werden kann, weil der im U-Rohr stehende Dampf kondensiert[1].

Abb. 539. Registrierender Venturi-Dampfmesser von Siemens & Halske, A.-G.

Es gibt sehr verschiedene Formen von Mündungsdampfmessern, doch kann hier nur auf einige eingegangen werden. Abb. 538 (Gehre) zeigt schematisch einen nur anzeigenden Messer, bei dem der durch die Meßdüse a verursachte Druckabfall mittels U-Rohres gemessen wird. Für Kesselhäuser baut dieselbe Firma Dampfzeiger mit großer, weit sichtbarer Skala, die wegen ihres runden Gehäuses die irreführende Bezeichnung Dampfuhr haben. Abb. 539 zeigt den Venturidampfmesser von Siemens & Halske, bei dem das vom Venturirohr a verursachte Druckgefälle durch ein der früheren Abb. 537 entsprechendes Quecksilberdifferentialmanometer c gemessen und als Dampfmenge angezeigt und registriert wird[2]. Abb. 540 veranschaulicht schematisch den anzeigenden, registrierenden und zählenden Dampfmesser von Gehre. Der Druck p_1* vor der in die Rohrleitung eingesetzten Meßdüse wirkt auf den Quecksilberspiegel des Quecksilberkastens b, der Druck p_2 hinter der Düse auf den Quecksilberspiegel des an Federn aufgehängten Gefäßes c; das Gefäß c ist um die Achse d drehbar und in dieser Achse mittels Drehstopfbüchsen durch Rohr e mit dem unter dem Druck p_1 stehenden Quecksilber-

[1] Das wirkliche Druckgefälle ist in diesem Falle kleiner als das abgelesene, weil 1 mm QS hier nur 12,5 mm WS bedeutet, vgl. Ziffer 259.

[2] Der Dampfmesser von Siemens & Halske wird auch mit elektrischer Fernanzeige und -zählung gebaut.

* In Abb. 540 oben an der Meßdüse sind die Bezeichnungen p_1 und p_2 zu vertauschen.

kasten b, durch Rohr f mit der den Druck p_2 von der Dampfleitung übertragenden Meßleitung g verbunden. Je mehr Dampf durch die Leitung strömt, um so größer wird der durch die Meßdüse verursachte Druckabfall $p_1 - p_2$, um so mehr Quecksilber wird aus dem Quecksilberkasten b in das Gefäß c getrieben, um so tiefer senkt sich dieses. Der Ausschlag des Gefäßes c, der dank der etwa parabolischen Gefäßform der gemessenen Dampfmenge proportional ist, wird durch einen Schreibstift auf die durch ein Uhrwerk gedrehte Trommel h übertragen. Zur Zählung der Dampfmenge dient die aus der Abb. 540 ersichtliche Einrichtung. Mit dem Schreibstift ist das Rädchen i verbunden, das gegen die von einem zweiten Uhrwerk gedrehte Planscheibe k läuft. In der Nullstellung des Messers läuft das Rädchen i gegen die Mitte der Planscheibe, wird also nicht gedreht; je weiter der Schreibstift ausschlägt, um so schneller wird Rädchen i gedreht. Bei stark schwankendem Dampfdruck erhält der Dampfmesser von Gehre ein vom Dampfdruck durch ein Kolbenmanometer beeinflußtes Berichtigungsgetriebe. Von anderen den Differenzdruck $p_1 - p_2$ messenden Bauarten seien die von Hallwachs, de Bruyn, Fueß, Eckardt und Mattern genannt.

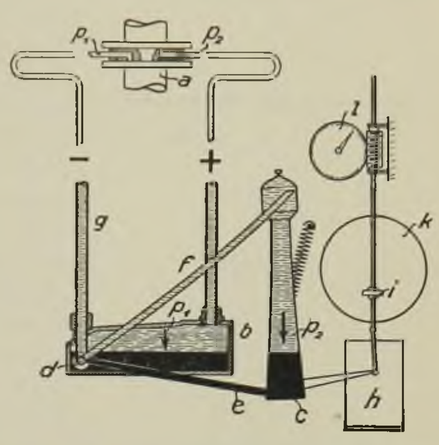


Abb. 540. Anzeigender, registrierender und zählender Dampfmesser von Gehre.

In den Abb. 541 und 542 sind Schwimmerdampfmesser dargestellt. Deren Schwimmer b hebt und senkt sich, gedämpft durch den Bremskolben c, je nachdem der durch den Messer gehende Dampfstrom anschwillt und abschwillt. Der vom Dampfstrom auf den Schwimmer ausgeübte Staudruck entspricht dem Schwimmergewicht, ist also unabhängig davon, ob viel oder wenig Dampf durch den Messer strömt. Der hochgehende Schwimmer öffnet dem Dampfstrom einen proportional mit dem Hub zunehmenden Ringspalt, so daß wegen des gleichbleibenden Staudrucks auch Schwimmerhub und Dampfmenge proportional sind. Abb. 541 veranschaulicht den Dampfmesser der Elberfelder Farbenfabriken vorm. Bayer, Abb. 542 den Dampfmesser von Claaßen. Bei ersterem befindet sich der Meßrand am Schwimmer, während der Meßrohrquerschnitt proportional der Höhe zunimmt, bei letzterem ist es umgekehrt; weiter unterscheiden sich beide Ausführungen in der Art, wie der Schwimmerhub auf die Registriertrommel d übertragen wird. Um schwankenden Dampfdruck berücksichtigen zu können, wird dieser bei dem in Abb. 541 dargestellten Messer zusammen mit der Dampfmenge registriert. Die Schwimmerdampfmesser haben den Vorteil, daß sie von vornherein proportional der Dampfmenge ausschlagen, sind zuverlässig und bequem nachprüfbar. Ihre Größe hat sich der Rohrleitung anzupassen.

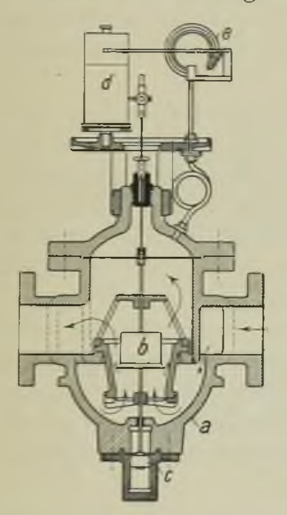


Abb. 541. Schwimmerdampfmesser der Elberfelder Farbenfabriken vorm. Bayer.

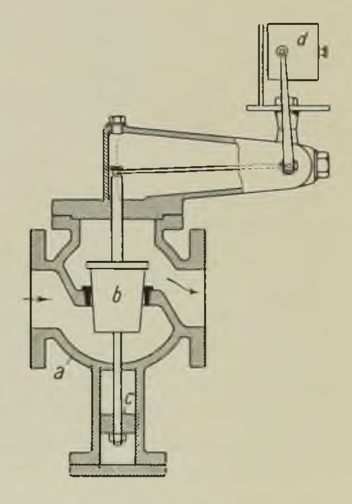


Abb. 542. Schwimmerdampfmesser von Claaßen, Berlin.

Von den im vorigen beschriebenen Dampfmessern sind die Dampfmesser grundsätzlich unterschieden, die einen Teilstrom des Dampfes ableiten und ihn, ehe er gemessen wird,

verflüssigen. Beim Askania-Dampfmesser wird in derselben Weise wie bei dem in Abb. 543 dargestellten Askania-Gasmesser ein dem Hauptdampfstrom proportionaler Teildampfstrom in die Atmosphäre abgezapft, kondensiert und mittels Kippwassermessers gemessen. Anstatt den Teildampfstrom in die Atmosphäre abzuzapfen, kann man ihn, wie es in Abb. 543 für Luft angedeutet ist, durch eine, den in die Hauptleitung eingesetzten Staurand *a* überbrückende Rückleitung zurückführen. In die Abzweigleitung ist der kleine Staurand *c* eingesetzt, der die Größe des Teilstroms bestimmt, indem er den Hauptwiderstand der Zweigleitung bildet. Hinter dem kleinen Staurande *c* wird der Dampf kondensiert, und das Kondensat wird in dem mit Quecksilber gefüllten, nach Art der Gasuhren wirkenden Messer *d* gemessen. Selbstverständlich muß der Teilstrom, der bei der Verflüssigung sein Arbeitsvermögen verliert, sehr klein sein. In beiden Fällen handelt es sich um zählende Messer. Ihr Vorteil ist, daß sie unabhängig von Druck und Temperatur des Dampfes das durchströmende Dampfgewicht anzeigen und in weiten Grenzen überlastbar sind.

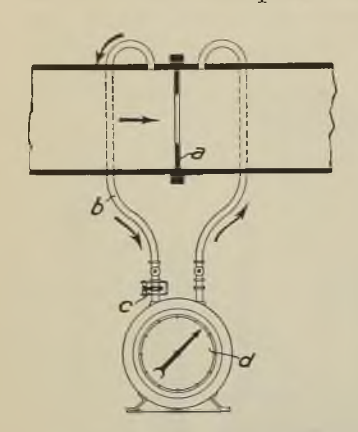


Abb. 543. Teilstrommessung von Gasen mittels Gasuhr.

263. Druckluftmesser. Die Förderleistung von Luftkompressoren mißt man am bequemsten, — weil man die Schwankungen des erzeugten Luftdruckes nicht zu berücksichtigen braucht — indem man die angesaugte Luftmenge mißt. Für die Überwachung des Betriebes genügt es bei Kolbenkompressoren, die Drehzahlen zu verfolgen, während bei Turbokompressoren die angesaugte Luftmenge mittels Staugeräts oder Staurands oder Düse gemessen wird. Bei den Druckluftantrieben muß man die gepreßte Luft messen, deren Druck häufig nicht unerheblich schwankt. Die in Ziffer 261 besprochene Messung mittels Staurands oder Düse wird viel angewendet. Außerdem gibt es eine Reihe besonderer Druckluftmesser.

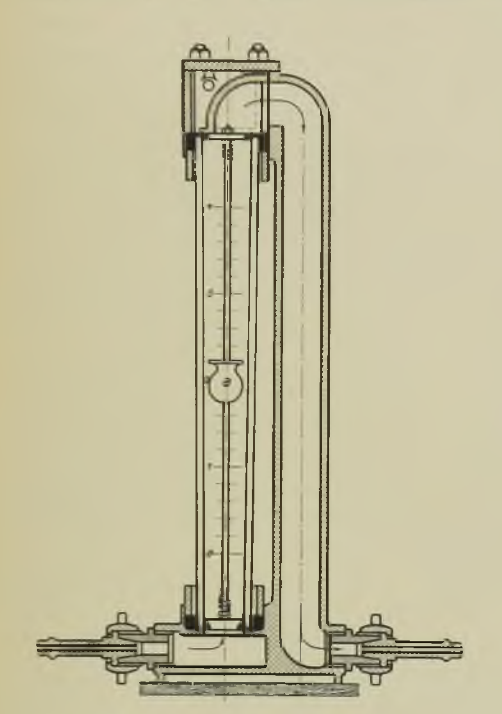
Als zählende Druckluftmesser werden Kolbenmesser angewendet, ferner Scheibenmesser, die dem in Abb. 525 dargestellten Wassermesser entsprechen und Flügelmesser, die der in Abb. 527 veranschaulichten Anordnung ähneln[1]. Diese die durchströmenden Kubikmeter oder Liter Druckluft zählenden Messer fallen, weil die Druckluft in den Leitungen viel schneller strömt als Wasser, also viel größere Volumen zu messen sind, recht groß aus; selbstverständlich kann man auch bei ihnen die in der frühern Abb. 537 veranschaulichte Teilstrommessung anwenden. Abb. 543 zeigt, daß man bei Teilstrommessung auch die sehr genau messenden Gasuhren anwenden kann, die allerdings den Druck der Preßluft aushalten müssen; hierbei ist in der Zweigleitung ein verhältnismäßig kleiner, den Hauptwiderstand darstellender Staurand (*c*) einzubauen. Da die das Volumen der durchströmenden Druckluft messenden Geräte die Druckluftmenge in der Regel als angesaugte Luftmenge angeben, so zeigen sie nur bei normalem Druck richtig; bei anderem Druck ist auf diesen umzurechnen.

Ein nur anzeigender Druckluftmesser ist der in Abb. 544 dargestellte Demag-Luftmesser, der für kleinere Luftmengen, insbesondere für die Prüfung von Preßluftwerkzeugen bestimmt ist. Es ist ein Schwimmermesser (vgl. Ziffer 262), dessen Schwimmer *a*, von außen beobachtbar, in einem langen konischen Rohr spielt. Die Anzeige gilt für 6 at; bei anderm Druck ist die Anzeige mit einem Berichtigungsfaktor zu multiplizieren, der einer jedem Messer beigegebenen Schaulinie zu entnehmen ist. Ferner ist auf die von der Maschinenfabrik Ludwig Grefe gebauten Schwimmermesser hinzuweisen, die für die Messung von Wasser und von Druckluft ausgeführt werden.

Abb. 545 zeigt den in den letzten Jahren mit gutem Erfolge eingeführten Druckluftmesser der Askaniawerke, Berlin, der in der dargestellten Anordnung die Druckluft-

[1] Derartige Messer liefert die Firma Preßluftindustrie Max L. Froning, Dortmund-Körne. Auch der Scheibenmesser von Siemens & Halske wird als Druckluftmesser ausgeführt.

mengen anzeigt, registriert und zählt. Der Askaniamesser mißt einen dem Hauptstrom proportionalen Teilstrom, der bei vollbelastetem Messer nur 2 l/min angesaugte Luft beträgt. Dieser Teilstrom wird aber nicht in den Hauptstrom zurückgeführt, sondern — das ist das Neue — in die Atmosphäre abgezapft und in entspanntem Zustande gemessen. Dadurch ist die Messung unabhängig vom schwankenden Drucke der Preßluft. Dieser schwerwiegende Vorteil wird durch eine besondere, als Strömungsteiler bezeichnete Einrichtung erreicht, vermöge welcher der in die Atmosphäre abgezapfte Teilstrom dem Hauptstrom proportional bemessen wird, obwohl der Luftdruck in weiten Grenzen schwankt. In die Hauptleitung ist nämlich der große Staurand a eingesetzt, in die Abzapfleitung der sehr kleine Staurand b. Damit der durch b fließende Teilstrom dem durch a


Abb. 544. Anzeigender Druckluftmesser der Demag.

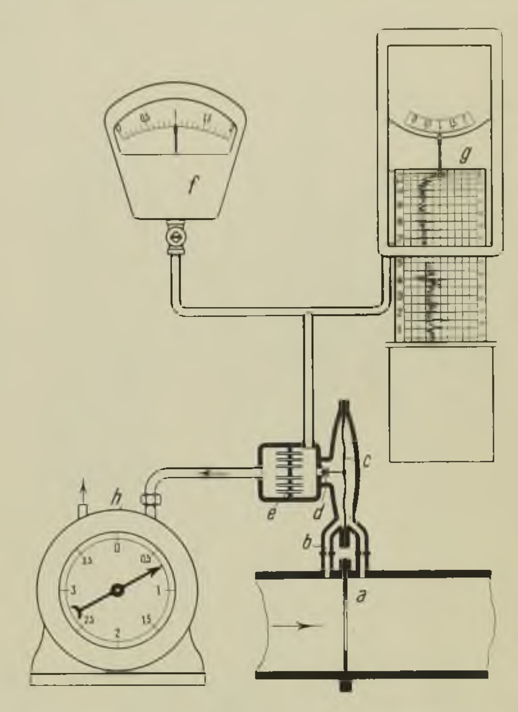


Abb. 545. Druckluftmesser der Askania-Werke, Berlin.

fließenden Hauptstrom proportional ist, muß hinter b derselbe Druck sein wie hinter a. Das bewirkt die beide Drücke empfangende, schwankender Belastung sofort folgende Membran c, die das Nadelventil d und damit die Stärke des abgezapften Stromes einstellt. Durch den beschriebenen Strömungsteiler ist die für den Messer wichtigste Aufgabe gelöst; denn der abgezapfte, dem Hauptstrom proportionale, auf atmosphärischen Druck entspannte Teilstrom ist genau durch eine Gasuhr (h) meßbar.

Damit der Messer die Stärke des Luftstroms auch unmittelbar anzeigt und registriert, ist hinter dem Nadelventil die Kapillarröhren enthaltende Patrone e eingebaut, die der abgezapfte Teilstrom durchströmen muß. Der erforderliche Überdruck, der bis 1000 mm WS steigt und wegen der angewendeten Kapillarröhren der Druckluftmenge proportional ist, wird vom Manometer f angezeigt und vom Manometer g registriert, jedoch nicht in mm WS, sondern in Teilen einer von 0 bis 2 reichenden Skala, deren Auswertung je nach der Größe des in die Hauptleitung eingesetzten Staurands a sehr verschieden ist. Die aus den Anzeigen der Manometer f und g bestimmte Stärke des Druckluftstroms muß mit der aus dem Gange der Gasuhr bestimmbaren übereinstimmen. Würde man die Patrone e fortlassen, würde die Gasuhr trotzdem richtig anzeigen. Wegen der Kleinheit des abgezapften Luftstroms ist unbedingte Dichtheit der Verbindungen notwendig.

Während der kleine Staurand *b* immer derselbe ist, ist der große Staurand *a* je nach der durchgehenden Luftmenge zu bemessen. Dieselbe Anzeige des Messers hat also, je nachdem wie groß der in die Hauptleitung eingesetzte Staurand ist, sehr verschiedene Bedeutung. Gehen durch die Gasuhr 1,5 l/min oder schlagen die Manometer *f* und *g* auf 1,5 aus, so ist, wenn der kleinste die Zahl 1000 tragende Staurand eingesetzt ist, die gemessene Druckluftmenge $1{,}5 \cdot 1000 = 1500$ l/min angesaugte Luft, während dieselbe Anzeige bei einem großen für eine 300-m-Leitung passenden Staurand, der die Zahl 200000 trägt, $1{,}5 \cdot 200000 = 300000$ l/min $= 300$ m^3/min angesaugte Luft bedeutet.

264. Rauchgasprüfer[1]. Bei den chemischen Rauchgasprüfern wird ein Rauchgasvolumen von 100 cm^3 abgesperrt und analysiert. Erst wird das Rauchgas mit Kalilauge in Berührung gebracht, die gierig Kohlensäure absorbiert, dann zwecks Absorption des Sauerstoffs mit Pyrogallussäure oder mit in Wasser eintauchenden Phosphorstangen, schließlich mit Kupferchlorürlösung, die — allerdings nur träg — Kohlenoxyd aufnimmt. Geht z. B. bei den einander folgenden Analysen das Rauchgasvolumen von 100 cm^3 erst auf 89, dann auf 82, schließlich auf 81 cm^3 zurück, dann enthält das Rauchgas 11 % CO_2, 7 % O_2 und 1 % CO, während der Rest als Stickstoff betrachtet wird. Da CO nur unsicher bestimmbar ist, begnügt man sich meist, nur CO_2 und O_2 zu bestimmen.

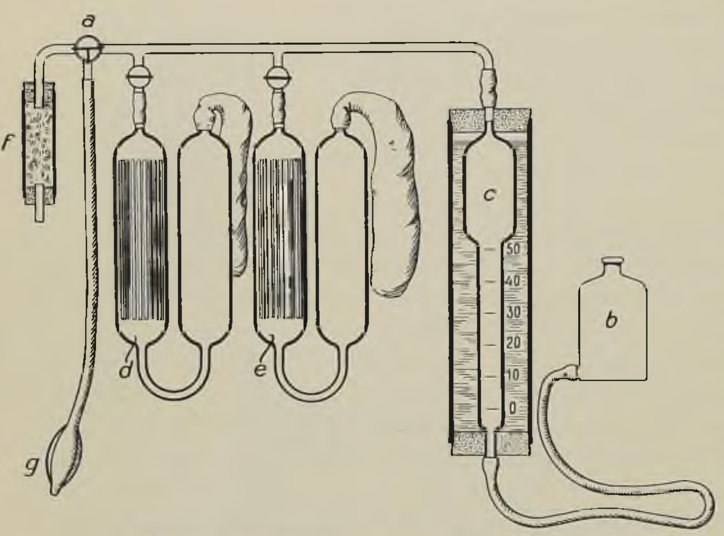


Abb. 546. Rauchgasprüfer nach Orsat.

Von den Handgeräten ist das Orsat-Gerät am verbreitetsten. Der Orsat wird mit 2 oder 3 Absorptionsgefäßen ausgeführt, in die zur Vergrößerung der Absorptionsoberfläche Glasröhren eingesetzt sind. Abb. 546 veranschaulicht den Orsat schematisch. *a* ist ein Dreiweghahn, durch den man das Meßgefäß *c* mit der Atmosphäre oder mit der Rauchgasleitung *f* verbindet. *d* und *e* sind durch Hähne absperrbare Absorptionsgefäße, die mit einem durch eine Gummiblase abgeschlossenen Nebengefäß kommunizieren; *d* absorbiere CO_2, *e* absorbiere O_2. Mit dem Meßgefäß *c* ist die mit Wasser gefüllte Niveauflasche *b* durch einen Schlauch verbunden; indem man sie hebt, drängt man das im Meßgefäß befindliche Gas durch das überströmende Wasser heraus; senkt man sie, so saugt man durch das zurückfließende Wasser Gas in den Meßbehälter hinein. *g* schließlich ist ein Gummiball mit Rückschlagventil, durch den man die Rauchgasleitung *f* von Luft freipumpt. Über die Handhabung ist folgendes zu sagen: Die Entnahmeleitung *f* sei von Luft freigepumpt, in den Absorptionsgefäßen seien die Reagentien mittels der Niveauflasche bis zur Marke emporgesaugt, aus dem Meßgefäß *c* sei die Luft herausgedrängt; dann saugt man — um der Sicherheit willen wiederholt — Rauchgas in das Meßgefäß, das bis zur Marke 0 zu füllen ist, wobei das Wasser im Meßgefäß und in der Niveauflasche gleichhoch stehen muß. Die abgesperrten 100 cm^3 treibt man mittels der Niveauflasche erst durch das die Kalilauge enthaltende Gefäß *d*, dann durch das Gefäß *e* hin und her, wobei erst CO_2, dann O_2 absorbiert wird. Der jedesmalige Volumenverlust in cm^3 und damit der CO_2- bzw. O_2-Gehalt in Prozenten ist am Meßgefäß ablesbar, wobei die Re-

[1] Über Zweck und Bedeutung der Rauchgasprüfung vgl. Ziffer 22; ferner sei verwiesen auf Winter: Wärmelehre und Chemie für Gruben- und Kokereibeamte. Berlin: Julius Springer.

agentien wieder bis zur Marke emporgesaugt und die Wasserspiegel im Meßgefäß und in der Niveauflasche gleich hoch sein müssen. Die eingezeichneten Absperrhähne sind, wie es jeweils notwendig ist, zu öffnen und zu schließen. Wie oft eine Füllung benutzbar ist, hängt von ihrem Absorptionsvermögen ab, das man nur zu etwa ¼ ausnutzen soll.

Zur laufenden Überwachung der Feuerungsbetriebe dienen schreibende Rauchgasprüfer, die selbsttätig in 5 bis 10 Minuten Abstand eine Rauchgasprobe entnehmen und auf ihren CO_2-Gehalt analysieren. Das Grundsätzliche sei an dem in Abb. 547[1] dargestellten Gerät der Ados G. m. b. H., Aachen, erläutert. Zum Antrieb dient Wasserleitungswasser.

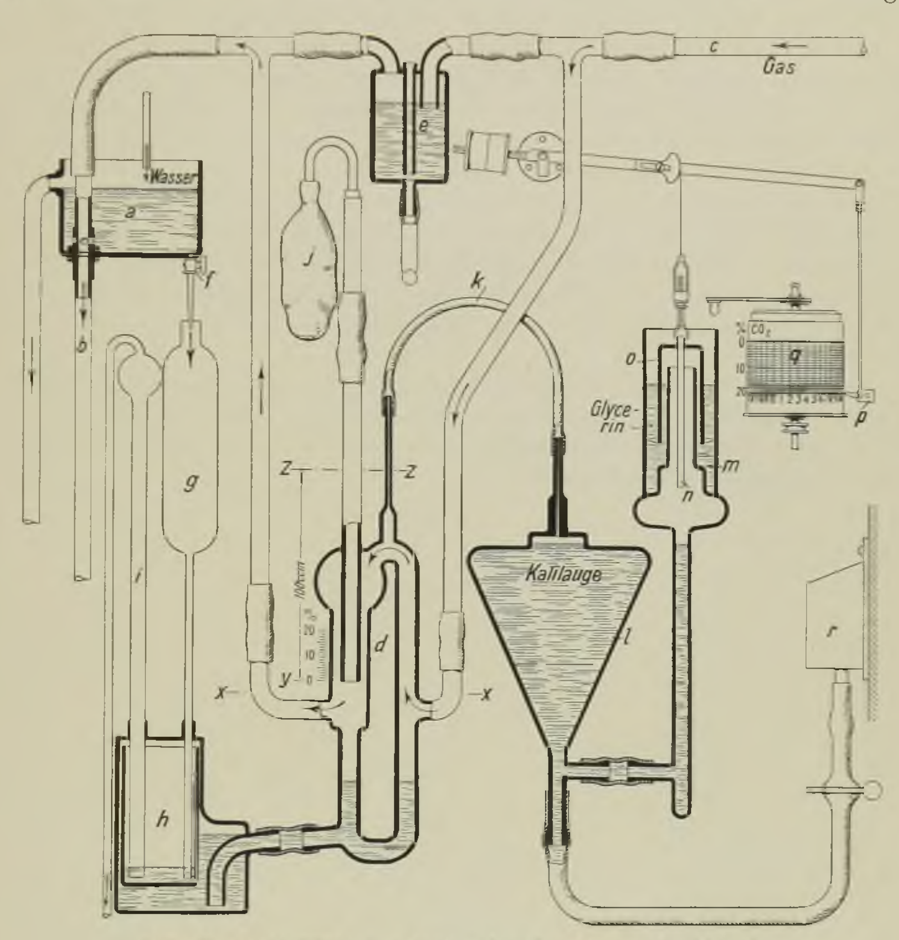


Abb. 547. Selbsttätiger, schreibender Rauchgasprüfer (Ados).

Dieses strömt aus dem mit Überlauf versehenen Kasten *a* einmal durch das Saugrohr *b* ab, wobei von *c* her über das Meßgefäß *d* hinweg Rauchgas angesaugt wird; dann fällt das Wasser durch den Hahn *f* in das Standrohr *g* und aus diesem in den „Schwimmer" *h*, wobei es mit Hilfe des Hebers *i* die periodische Entnahme und Analyse der Rauchgasproben betätigt. Der Schwimmer *h* wird grad von neuem gefüllt, sinkt nieder und drängt das ihn umgebende, in einem abgeschlossenen Gefäße befindliche destillierte Wasser in die beiden Schenkel des Meßgefäßes *d*. Steigt das Wasser bis zur Höhe *xx*, so ist dem Gasstrom der Weg über das Meßgefäß *d* gesperrt, und das Gas muß durch das Glyzerin enthaltende Sperrgefäß *e* hindurchperlen. Das weiter steigende Wasser drängt das im Meßgefäß eingeschlossene Gas — steht das Wasser an der Mündung des durch den Gummibeutel *j* abgeschlossenen Rohres, sind es grade noch 100 cm³ — durch das Kapillar-

[1] Nach Gramberg: Technische Messungen, 5. Aufl. Berlin: Julius Springer 1923.

rohr *h* in das Absorptionsgefäß *l*, aus dem eine entsprechende Menge Kalilauge in das mit ihm kommunizierende Luftgefäß *m* verdrängt wird. Die aus *l* nach *m* übertretende Kalilaugenmenge ist aber nicht mehr 100 cm^3, sondern wenn das Rauchgas 5% CO_2 enthielt, nur noch 95 cm^3, wenn es 10% CO_2 nur noch 90 cm^3 usw. Um den CO_2-Gehalt der Gasprobe festzustellen, ist also nur zu bestimmen, wieviel cm^3 Kalilauge in das Luftgefäß *m* übergetreten sind; doch mißt man, da höchstens 20% CO_2 in Frage kommen, nur das 80 cm^3 übersteigende Volumen. Die von den ersten 80 cm^3 Kalilauge verdrängte Luft kann nämlich durch das beiderseits offne, in der Glocke *o* hängende Röhrchen *n* entweichen. Dann steht die Kalilauge bis zur untern Mündung des Röhrchens *n*, und die weiterhin übertretende Kalilauge hebt die Glocke *o* und das mit ihm verbundene Schreibzeug. Das in seiner tiefsten Lage 20% CO_2 anzeigende Schreibzeug steigt um so höher und zeigt um so geringeren CO_2-Gehalt, ein je größeres Volumen Kalilauge übertritt. Während des dargelegten Meßvorganges hat sich das Wasser im Rohre *g* und im Heber *i* angestaut und ist bis zum Scheitel des Hebers gestiegen, worauf der Schwimmer *h* durch den Heber schnell entleert wird und wieder hochgeht. Nun tritt das Sperrwasser zurück, und es wird dem Gasstrom der Weg über das Meßgefäß wieder freigegeben, die Kalilauge tritt aus dem Gefäß *m* ins Gefäß *l* zurück, und die neue Messung beginnt. Geräte dieser Art haben sich bei guter Pflege bewährt. Ähnliche Rauchgasprüfer werden von de Bruyn, von der Maihak A.-G., von der Gesellschaft für Kohlenersparnis Arndt & Co., und andern gebaut.

Außer den chemischen sind eine ganze Zahl auf physikalischer Grundlage beruhender, selbsttätig wirkender Rauchgasprüfer vorhanden (Union, Ranarex, Siemens & Halske u. a.), die sich zum Teil gut bewährt haben; ferner ist der chemisch-physikalische Rauchgasprüfer der Askania-Werke anzuführen.

Namen- und Sachverzeichnis.



Druck von Oscar Brandstetter in Leipzig.

20-M 4.-

Bergbaumechanik. Lehrbuch für bergmännische Lehranstalten, Handbuch für den praktischen Bergbau. Von Dipl.-Ing. **J. Maercks**, Bergschule Bochum. Mit 455 Textabbildungen. IX, 451 Seiten. 1930. RM 19.50; gebunden RM 21.—

Lehrbuch der Bergbaukunde mit besonderer Berücksichtigung des Steinkohlenbergbaues. Von Professor Dr.-Ing. e. h. **F. Heise**, Bochum, und Professor Dr.-Ing. e. h. **F. Herbst**, Essen. In 2 Bänden.

Erster Band: Gebirgs- und Lagerstättenlehre. Das Aufsuchen der Lagerstätten (Schürf- und Bohrarbeiten). Gewinnungsarbeiten. Die Grubenbaue. Grubenbewetterung. Sechste, verbesserte Auflage. Mit 682 Abbildungen im Text und einer farbigen Tafel. XXI, 716 Seiten. 1930. Gebunden RM 22.50

Zweiter Band: Grubenausbau. Schachtabteufen. Förderung. Wasserhaltung. Grubenbrände, Atmungs- und Rettungsgeräte. Dritte und vierte verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 695 Abbildungen. XVI, 662 Seiten. 1923. Gebunden RM 11.—

Grundzüge der Bergbaukunde einschließlich Aufbereiten und Brikettieren. Von Dr.-Ing. e. h. **Emil Treptow**, Geheimem Bergrat, Professor i. R. der Bergbaukunde an der Bergakademie Freiberg, Sachsen. Sechste, vermehrte und vollständig umgearbeitete Auflage.

I. Band: **Bergbaukunde.** Mit 871 in den Text gedruckten Abbildungen. X, 636 Seiten. 1925. Gebunden RM 18.—

II. Band: **Aufbereitung und Brikettieren.** Mit 324 in den Text gedruckten Abbildungen und XI Tafeln. X, 338 Seiten. 1925. Gebunden RM 21.—

Taschenbuch für den Maschinenbau. Bearbeitet von zahlreichen Fachgelehrten. Herausgegeben von Professor **H. Dubbel**, Ingenieur, Berlin. Fünfte, völlig umgearbeitete Auflage. Mit 2800 Textfiguren. In zwei Bänden. 1929.

I. Band: X, 853 Seiten.
II. Band: 903 Seiten. Zusammen gebunden RM 26.—
Bei Bezug von mindestens 25 Exemplaren an je RM 22.—

Freytags Hilfsbuch für den Maschinenbau für Maschineningenieure sowie für den Unterricht an technischen Lehranstalten. Unter Mitarbeit von Fachleuten herausgegeben von Professor **P. Gerlach**, Chemnitz. Achte, teilweise vollständig umgearbeitete Auflage. Mit 2673 in den Text gedruckten Abbildungen und 4 Konstruktionstafeln. XII, 1562 Seiten. 1930. Gebunden RM 24.—
Bei Bezug von mindestens 25 Exemplaren an je RM 20.—

Technische Thermodynamik. Von Professor Dipl.-Ing. **W. Schüle.**

Erster Band: Die für den Maschinenbau wichtigsten Lehren nebst technischen Anwendungen. Fünfte, neubearbeitete Auflage.

1. Teil: Lehre von den Gasen und allgemeine thermodynamische Grundlagen. Mit 181 Abbildungen im Text und den Tafeln I—IIa. VIII, 385 Seiten. 1930. Gebunden RM 18.—

2. Teil: Lehre von den Dämpfen. Mit 140 Abbildungen im Text und den Tafeln III—IVa. VIII, 280 Seiten. 1930. Gebunden RM 16.—

Zweiter Band: Höhere Thermodynamik mit Einschluß der chemischen Zustandsänderungen nebst ausgewählten Abschnitten aus dem Gesamtgebiet der technischen Anwendungen. Vierte, erweiterte Auflage. Mit 228 Textfiguren und 5 Tafeln. XVIII, 509 Seiten. 1923. Gebunden RM 18.—

Elektrische Starkstromanlagen. Maschinen, Apparate, Schaltungen, Betrieb. Kurzgefaßtes Hilfsbuch für Ingenieure und Techniker sowie zum Gebrauch an technischen Lehranstalten. Von Oberstudienrat Dipl.-Ing. **Emil Kosack**, Magdeburg. Siebente, durchgesehene und ergänzte Auflage. Mit 308 Textabbildungen. XI, 342 Seiten. 1928. RM 8.50; gebunden RM 9.50

